

А. М. ИЕРУСАЛИМСКИЙ
А. А. ИВАНОВ
В. В. БЕКМАН

МОТОЦИКЛЕТНЫЙ СПРАВОЧНИК



МАШГИЗ • 1941

А. М. ИЕРУСАЛИМСКИЙ, А. А. ИВАНОВ и В. В. БЕКМАН

МОТОЦИКЛЕТНЫЙ СПРАВОЧНИК

(КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТЫ)

Под редакцией
проф. А. Д. Халкипова

2-е издание
исправленное и дополненное

*Маститскому мастеру, Станиславу
Адамсоровичу Гардскому, в знак
благодарности его искусством и
на добрую память
от А. Иерусалимского*

НКТМ • СССР
ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ
Ленинград 1941 Москва

Книга содержит систематизированный справочный материал (таблицы, формулы, номограммы, чертежи, спецификации, стандарты, нормалы—по всем агрегатам мотоцикла), необходимый при проектировании и производстве мотоциклов. Справочник рассчитан на инженеров и конструкторов заводов, производящих мотоциклы или легкие карбюраторные двигатели, и на студентов-дипломантов машиностроительных вузов соответствующих специальностей.

Справочником могут также пользоваться работники ремонтных мастерских и инструкторско-преподавательский персонал организаций, ведущих подготовку гражданских и военных мотоциклистов.

Отзывы и предложения о справочнике просим направлять по адресу:
Ленинград, Просп. 25 Октября, VI этаж, комн. 105, редакции Лен. отд.
Машгиза.

Редактор проф. А. Д. Халкиопов. Технический редактор Р. С. Певзнер.
Корректор Л. А. Муйжель.

Сдано в набор 16/X—1940 г. Подписано к печати 28/XII 1940 г. Тираж 5000.
Формат бумаги 60×92/16. Уч. изд. лист. 33,4. Авт. л. 31,75. Печ. л. 26³/₄.
Бум. лист. 13³/₈. Колич. печ. знаков в бум. листе 101.000. Индекс МС-66-5-5.
М 43369. Заказ № 6402. Цена 17 руб., пер. 2 руб. 50 коп.

1-я типография Машгиза НКТМ, Ленинград, ул. Моисеенко, 10.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	Стр. 8
-----------------------	--------

Отдел первый

Общие данные

1. Расположение основных агрегатов мотоцикла и габаритные размеры	9
2. Стандартное расположение органов управления	12
3. Международная классификация мотоциклов по рабочему объему цилиндра	12
4. Классификация мотоциклов по роду двигателя	13
5. Классификация мотоциклов по числу цилиндров	13
6. Классификация мотоциклов по степени форсировки двигателя	13
7. Легкий, средний и тяжелый типы мотоциклов	14
8. Распределение веса по осям мотоцикла и положение центра тяжести	14
9. Спецификации мотоциклов СССР	16
10. Спецификации мотоциклов иностранных заводов	18
11. Основные тенденции в современном мотоцикlostроении по статистическим данным	28

Отдел второй

Динамика мотоцикла

1. Определение	33
2. Эффективная мощность двигателя	33
3. Характеристика двигателя как функция скорости движения	35
4. Коэффициент полезного действия передачи	36
5. Мощность, подводимая к заднему колесу	36
6. Характеристика дорожных условий (таблицы коэффициентов сопротивления качению и скользящему трению)	36

I. Баланс мощности мотоцикла

1. Построение кривой мощности, подводимой к заднему колесу	39
2. Мощность, затрачиваемая на сопротивление качению	39
3. Мощность, затрачиваемая на сопротивление воздуха (таблица коэффициентов обтекаемости и лобовых площадей при разных посадках)	40
4. Запас мощности	42
5. Мощность, расходуемая на подъеме	43
6. Ускорение мотоцикла	44

II. Тяговой баланс мотоцикла

1. Крутящий момент двигателя	46
2. Крутящий момент, подводимый к ведущему колесу	47
3. Тяговое усилие, подводимое к ведущему колесу	47
4. Тяговой запас мотоцикла	47

	Стр.
5. Динамическая характеристика мотоцикла	48
6. Предел тягового усилия на ведущем колесе	50
7. Время разгона мотоцикла	50
8. Путь разгона мотоцикла	52

III. Движение мотоцикла по кривой

1. Условие равновесия мотоцикла на повороте	53
2. Угол поворота переднего колеса	53
3. Влияние жирокопических сил на устойчивость мотоцикла	54
4. Мотоцикл с коляской	56

IV. Экспериментальные данные по динамике мотоцикла	57
--	----

Отдел третий

Двигатель

I. Общие данные

1. Характеристики мотоциклетных двигателей	64
2. Среднее эффективное давление на поршень	65
3. Предельный объем одного цилиндра	66
4. Отношение хода поршня к диаметру цилиндра	67
5. Средняя скорость поршня	67
6. Веса двигателей	67
7. Число и расположение цилиндров	68
8. Налоговая мощность двигателя	69
9. Технические данные по мотоциклетным двигателям	70
0. Габаритные размеры мотоциклетных двигателей	74

II. Тепловые процессы в мотоциклетном двигателе

1. Всасывание	81
2. Сжатие	81
3. Сгорание	81
4. Расширение	82
5. Выпуск	82
6. Индикаторная мощность двигателя	83
7. Механический эквивалент тепла и термический эквивалент 1 л. с. ч.	83
8. Работа и коэффициенты полезного действия двигателя	83

III. Конструкции и расчеты деталей двигателя

1. Цилиндры	85
1) Конструкция. 2) Формы головок и объем камеры сгорания. 3) Охлаждающие ребра. 4) Расчет на прочность. 6) Материал для цилиндров.	
2. Поршни	94
1) Конструкция. 2) Расчет на прочность. 3) Веса поршней. 4) Допуски на обработку. 5) Материалы для поршней.	
3. Поршневые кольца	102
1) Размеры колец. 2) Удельное давление колец. 3) Маслосъемные кольца. 4) Материал для колец.	
4. Поршневые пальцы	106
1) Конструкция. 2) Размеры. 3) Материал	
5. Шатуны	108
1) Конструкция. 2) Относительные размеры. 3) Расчет на прочность. 4) Материал.	

6. Коленчатые валы	113
1) Конструкция. 2) Расчет деталей вала. 3) Маховики. 4) Противовесы	
7. Картер двигателя	121
1) Конструкция. 2) Уплотнение картера. 2) Материал.	

IV. Кинематика и динамика кривошипного механизма

1. Расстояние поршня от верхней мертвой точки	125
2. Скорость поршня	127
3. Ускорение поршня	129
4. Дезаксированный кривошипный механизм	130
5. Силы, действующие в кривошипном механизме	131
1) Силы давления газов. 2) Силы инерции возвратно-движущихся масс. 3) Суммарные действующие силы. 4) Боковое давление на стенку цилиндра. 5) Тангенциальная и нормальная силы кривошипа.	

V. Уравновешивание двигателя

1. Вращающиеся и поступательно движущиеся части кривошипного механизма	133
2. Уравновешивание центробежной силы инерции	134
3. Уравновешивание сил инерции масс, движущихся возвратно-поступательно	134
4. Уравновешивание одноцилиндрового двигателя	135
5. Уравновешивание двухцилиндрового двигателя с углом между кривошипами 0°	135
6. Уравновешивание V-образного двигателя	135
7. Уравновешивание двухцилиндрового двигателя с противоположными цилиндрами	135
8. Уравновешивание двухцилиндрового двигателя с параллельными цилиндрами и кривошипами под 180°	136

VI. Распределительные органы

1. Клапаны	136
1) Конструкция. 2) Размеры. 3) Расположение клапанов. 4) Направляющая втулка клапана. 5) Материал для клапанов.	
2. Передаточные детали распределительного механизма	140
1) Схемы расположения распределительных органов. 2) Толкатели. 3) Верхние коромысла.	
3. Фазы распределения	144
4. Профили кулачков	145
1) Тангенциальный профиль. 2) Параболический профиль. 3) Кулачок для плоского толкателя. 4) Угол между кулачками. 5) Конструктивное оформление.	
5. Ускорения и силы инерции частей распределительного механизма	153
1) Параболический кулачок. 2) Тангенциальный кулачок. 3) Кулачок для плоского толкателя.	
6. Пружины клапанов	155
1) Конструкция. 2) Расчет пружин. 3) Материал для пружин.	
7. Давление на кулачок	159
8. Система выпуска (трубы и глушители)	160
9. Распределение в двухтактных двигателях	162

Отдел четвертый

Карбюрация

1. Физико-химические свойства жидких горючих	166
1) Таблица состава и основных свойств горючих. 2) Стандарты на бензины Главнефти. 3) Температура самовоспламенения горючего. 4) Пределы воспламеняемости рабочей смеси. 5) Скорость горения смеси.	

	Стр.
2. Смеси жидких горючих и антидетонаторы. Октановое число	168
3. Расход горючего	170
4. Размеры карбюраторов и детали их крепления	174
5. Калибровка жиклеров	177

Отдел пятый

Смазка двигателей

1. Масла для мотоциклетных двигателей	181
2. Расход масла	182
3. Системы смазки	182
1) Смазка разбрызгиванием. 2) Циркуляционная смазка. 3) Смазка двухтактных двигателей.	
4. Механические масляные насосы	184
1) Подача насоса. 2) Конструкции насосов.	

Отдел шестой

Зажигание и электрооборудование мотоцикла

1. Системы зажигания и освещения	188
2. Размеры свечей	188
3. Магнето (размеры, веса и детали крепления)	189
1) Скорость вращения. 2) Привод. 3) Размеры и крепления магнето.	
4. Динамо для освещения	190
5. Магдино (Бош, МД-132)	192
6. Батарейное зажигание (системы Бош, ПМЗ-А-750, Л-300)	195
7. Аккумуляторные батареи	197
1) Свинцовые. 2) Щелочные. 3) Хранение аккумуляторных батарей.	

Отдел седьмой

Силовая передача

1. Виды передачи	203
2. Сцепление	205
3. Коробки передач	211
4. Расчет на прочность зубьев шестерен	221
5. Назначение материала шестерен	239
6. Механизм переключения передач	244
7. Цепная передача	246
8. Ременная передача	274
9. Карданная передача	274

Отдел восьмой

Ходовая часть

1. Рамы

1. Общие соображения при конструировании рам	277
2. Классификация мотоциклетных рам	278
А. По характеру основных конструктивных элементов рамы	278
1) Рамы из стальных труб. 2) Рамы из листового материала, штампованные. 3) Рамы смешанного типа.	

Б. По характеру общей конфигурации рамы	284
1) Рамы открытого типа. 2) Рамы закрытые. 3) Рамы плоские. 4) Рамы типа „Дуплекс“.	
3. Подбор основных размеров рам	287

II. Передние вилки

1. Определение	292
2. Классификация	293
3. Вилки с неподдресоренной фермой	294
4. Вилки с поддресоренной фермой	302
5. Вилки с поддресоренной фермой, воспринимающие вертикальную составляющую силы удара	304
6. Вилки, воспринимающие горизонтальную составляющую силы удара, и вилки универсального типа	305
7. Амортизаторы	306
8. Демпфер и рулевая колонка	309
9. Руль и органы управления	311

III. Колеса

1. Обода	317
2. Спицы	318
3. Втулки	321

IV. Тормоза

1. Колодочные тормоза	329
2. Ленточные тормоза	330
3. Раздвижные тормоза с внутренними колодками	330
4. Расчет тормозов	337

Отдел девятый

Прицепные коляски

1. Основные соображения при конструировании колясочных рам	340
2. Колеса для колясок	345
3. Подвешивание корпусов к раме	345
4. Корпуса колясок	347

Отдел десятый

1. Стандарты и нормы	349
2. Перечень таблиц X отдела	428

Со времени выхода в свет первого издания справочника (в 1935 г.) мотоциклетная промышленность в СССР значительно ушла вперед: увеличилось количество заводов, занятых производством мотоциклов, вырос общий объем их продукции, увеличилось число типов выпускаемых машин и, наконец, от копирования зарубежных образцов советские конструкторы начали постепенно переходить к самостоятельному, творческому проектированию.

Есть все основания полагать, что в ближайшие годы развитие мотоциклетной промышленности пойдет еще более быстрым темпом.

Составители справочника считали необходимым отразить эти новые условия в содержании книги при переработке ее для 2-го издания: если в первом издании приходилось базироваться почти целиком на зарубежных конструкциях, то в настоящем издании весьма широко использован опыт отечественных заводов.

Вместе с тем обновлены и пополнены данные, касающиеся заграничной техники, а устаревшие материалы исключены.

Значительно расширен раздел нормалей и стандартов. Сюда, кроме основ автотракторной и авиационной промышленности, имеющих значение для мотоциклетного конструктора, включены также некоторые иностранные стандарты и нормы, а также проекты стандартов на отдельные узлы мотоциклов. Последние не имеют, конечно, обязательного нормативного характера, но представляют интерес как примеры всесторонне и тщательно обдуманных конструкций.

А. М. Иерусалимский

А. А. Иванов

В. В. Бекман

ОПЕЧАТКИ

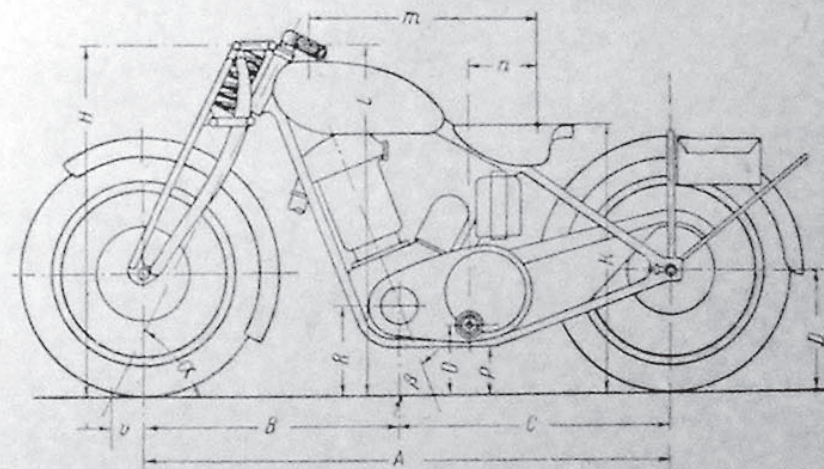
Стр.	Строка	Напечатано	Следует читать	По чьей вине
97	15 снизу	$S = 20-22\%$	$Sl = 20-22\%$	коррект.
97	13 .	$H_B = 120-240$	$H_B = 120-140$	"
116	В таблице „Анализ материала цапф кривошипа мотоциклов“, в 1-й графе	$C = 1,00$	$C = 0,10$	авт.
218	В подписи к фиг. 199	2,17	3,17	тип.

ОБЩИЕ ДАННЫЕ

1. Расположение основных агрегатов мотоцикла и габаритные размеры

Схема расположения основных частей мотоцикла дана на фиг. 1.

Двигатель. При цепной передаче ось вращения коленчатого вала двигателя перпендикулярна к продольной оси мотоцикла, при карданной передаче — параллельна. При наличии двух пар конических шестерен или червячной передачи возможно расположение вала двигателя перпендикулярно к продольной оси машины с сохранением карданной передачи.¹



Фиг. 1. Схема расположения основных агрегатов мотоцикла.

Коробка передач и механизм сцепления. Для легких мотоциклов 2—3 ступени передач, для средних и тяжелых 3—4 ступени. Употребительны три конструкции коробок: 1) в виде отдельного агрегата, крепящегося к раме между двигателем и задним колесом, 2) в виде отдельного агрегата, приболченного к картеру двигателя (полублок), и 3) в общем блоке с картером двигателя. Сцепление — обычно дисковое.

Передний привод — от двигателя к коробке передач — осуще-

¹ Мотоциклы „Ява“ (6. Чехо-Словакия) и „Альбион“ (Франция).

ствляется простой или двойной роликовой цепью, зубчатой цепью или набором цилиндрических шестерен.

Задний привод — роликовая цепь или кардан, иногда резиновый ремень трапецевидного сечения (для очень легких и дешевых мотоциклов).

Бак для топлива — емкостью 10—15 л, в зависимости от мощности двигателя; бак для масла емкостью 1 1/2 — 4 л.

Руль для поворота переднего колеса. Возможный угол поворота руля около 45°.

Передняя вилка — рессорная.

Рама — из стальных труб или листовой стали.

Средние габаритные размеры (фиг. 1):

A — база мотоцикла от 1250 до 1550 мм;

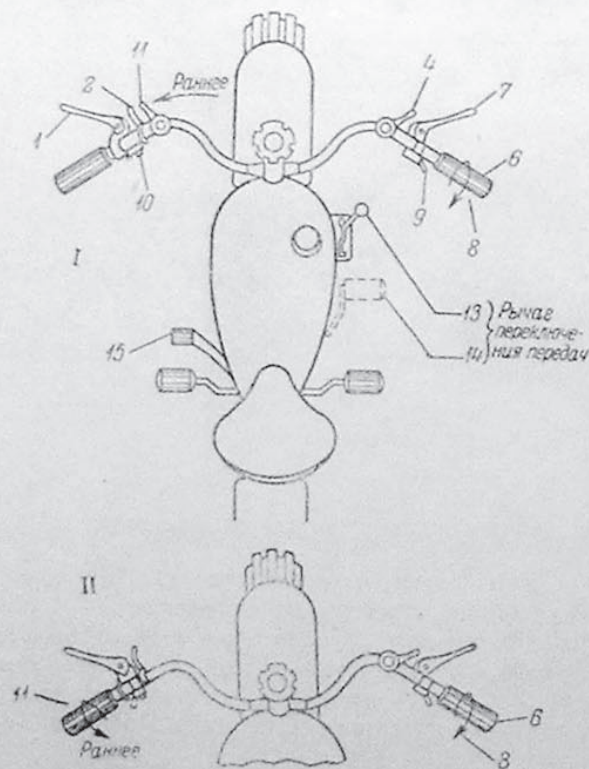
P — расстояние низшей точки машины от земли (клиренс) от 100 до

150 мм; отношением $\frac{A}{P}$, т. е. базы к клиренсу, оценивается про-

ходимость мотоцикла; для дорожных условий СССР желательно,

чтобы коэффициент проходимости был $\frac{A}{P} \leq 11$;

k — высота седла 65—70 см;



α — угол наклона рулевой оси к горизонтали $\sim 65^\circ$;

v — вылет колеса от 0 до 9 см (вылет, равный нулю, допустим только для мотоциклов с цепными колясками); обычно $v = 5-7$ см.

Фиг. 2. I — Опережение зажигания действует от манетки. II — Опережение зажигания действует от вращения рукоятки.

1 — рычаг сцепления; 2 — декомпрессор; 4 — корректор карбюратора; 6 — дроссель; 7 — рычаг переднего тормоза, открытие — к себе; 9 — переключатель света (при объединении с кнопкой сигнала 10 в один агрегат помещается на левой ручке руля); 10 — кнопка сигнала; 11 — опережение зажигания; 13 — рычаг переключения передач — ручной; 14 — рычаг переключения передач — ножной; 15 — задний тормоз.

Диаметр колес от 650 до 710 мм. Ширина руля 75—85 см.

Данные по выполненным конструкциям приведены в таблице на следующей странице.

Таблица габаритных размеров некоторых мотоциклов

Фирма	Объем цилиндра см ³	A	B	C	D	K	L	m	n	O	P	R	H	α градуса	β градуса	v
ОК (Нью-Гудзон)	248	1300	650	650	—	650	810	610	50	200	100	200	810	59	—	90
BMW	500	1300	610	690	330	660	860	490	65	185	130	265	830	60	86	80
Нортон (Зифильд)	490	1400	575	825	330	680	850	550	~	155	90	280	870	65	—	55
Рудж.-В.	570	1420	665	755	330	670	870	500	40	190	100	240	890	62	90	60
Ариэль с наклонным цилиндром	499	1380	660	720	330	690	900	600	140	180	120	240	880	62	72	85
Савбим	500	1460	665	795	330	720	920	600	120	200	125	260	920	62	90	80
Дуглас	500	1480	840	640	330	690	890	570	200	180	110	230	890	58	30	95
Триумф	350	1450	650	800	330	740	920	650	190	190	120	235	980	65	90	70
AJS	498	1380	640	740	317	690	850	580	230	160	140	310	820	65	—	85
Гном-Рон	990	1310	650	660	317	660	900	600	200	170	150	245	870	62	64	55
Ралей	500	1580	720	860	343	725	950	610	225	200	125	250	940	62	—	55
МЛ-3	500	1460	575	885	330	740	850	650	~	200	110	300	865	63	—	50
	125	1425	655	770	330	725	870	650	340	230	95	—	890	—	—	—
		1240	590	650	330	680	890	525	185	195	140	300	830	64	75	65

Примечание. Размеры в мм, приведенные в этой таблице, взяты в некоторых случаях по промеру с натурой, в других — по масштабу с чертежей и фотографий выполненных мотоциклов, поэтому их абсолютную точность они претендовать не могут.

2. Стандартное расположение органов управления

На фиг. 2 (стр. 10) показано расположение органов управления мотоцикла согласно предложенному проекту стандарта одним из заводов. Иностранные стандарты на расположение органов управления мотоциклов см. в отделе X (табл. 46).

3. Международная классификация мотоциклов по рабочему объему цилиндра

В целях сравнения между собой мотоциклов и их двигателей, при различных испытаниях, принято делить их на несколько классов по рабочему объему цилиндров.

Употребительны объемы цилиндров: 125, 150, 175, 200, 250, 300, 350, 500, 600, 750, 1000 и 1200 $см^3$.

Классификация эта, имевшая первоначально преимущественно спортивное значение, отразилась и на конструктивных размерах двигателей, которые строятся, как правило, с таким расчетом, чтобы рабочий объем цилиндров был возможно ближе к указанным выше числам.

Обозначим: V_h — рабочий объем цилиндров двигателя в $см^3$; D — диаметр цилиндра в $см$; S — ход поршня в $см$; i — число цилиндров.

Фиг. 3. Номограмма для определения объема цилиндра.

На фиг. 3 дана номограмма для определения рабочего объема одно- и двухцилиндровых двигателей по заданным D и S или для подбора размеров D и S при заданном V_h .

Примеры к номограмме. 1. Определить рабочий объем цилиндра при $D=70$ мм и $S=90$ мм. Наложив на номограмму кусок кальки с начерченной на ней прямой так, чтобы эта прямая прошла через деления 70 на шкале D и 90 на шкале S , читают ответ на средней шкале в точке пересечения с нею наложенной прямой: $V_h=348$ $см^3$ или для двухцилиндрового двигателя $V_h=696$ $см^3$.

2. Подобрать размеры D и S так, чтобы объем цилиндра равнялся 500 $см^3$. Наложив на номограмму начерченную на кальке прямую так, чтобы она про-

шла через деление 500 на шкале V_h , находят в пересечении ее с крайними шкалами ряд решений, удовлетворяющих поставленной задаче, например: 80×99 ; 85×88 ; $85,5 \times 80$; 82×94 .

4. Классификация мотоциклов по роду двигателя

По роду двигателя мотоциклы делятся на двухтактные и четырехтактные. Ввиду затруднительности воздушного охлаждения при значительных размерах двухтактных двигателей и неэкономичности их в отношении расхода топлива, двигатели этого типа строятся преимущественно с рабочим объемом не свыше 350 $см^3$. Двигатели с большим объемом являются исключением. Начиная с 350 $см^3$, двигатели мотоциклов выполняются почти исключительно четырехтактными.

5. Классификация мотоциклов по числу цилиндров

Основной тип — одноцилиндровый двигатель с воздушным охлаждением. Этим типом двигателя снабжены до 85% мотоциклов. При рабочем объеме двигателя свыше 600 $см^3$ его выполняют обычно двухцилиндровым, иногда — четырехцилиндровым. По отношению к общему количеству двухцилиндровые машины составляют около 14% и четырехцилиндровые — 1,5%.

6. Классификация мотоциклов по степени форсировки двигателя

Форсировкой двигателя называется совокупность конструктивных факторов, обеспечивающих максимальную литровую мощность двигателя. Главными из них являются — повышение степени сжатия, увеличение оборотов двигателя и, как следствие последнего, сдвиг фаз распределения.

Степень форсировки двигателя должна быть сообразована с назначением машины. С этой точки зрения мотоциклы разделяются на три группы:

1) дорожный тип машины, предназначенный для нормальной эксплуатации с переменным режимом работы, преимущественно на малых и средних оборотах, и с неполной нагрузкой двигателя; степень сжатия $\epsilon=4,5-5$; литровая мощность двигателя 25—30 л.с. при 3500—4500 об/мин.;

2) спортивный тип с повышенной динамикой и прочностью, рассчитанный на продолжительную напряженную работу, близкую к полной мощности, но пригодный и для нормальной эксплуатации; степень сжатия $\epsilon=5,5-6,5$; литровая мощность 45—50 л.с. при 5000—5500 об/мин.;

3) гоночный тип, предназначенный для достижения максимальных скоростей при работе на полной мощности; степень сжатия ϵ от 7—8 до 12; литровая мощность 80—90 л.с.; число оборотов 6000—7000 в минуту.

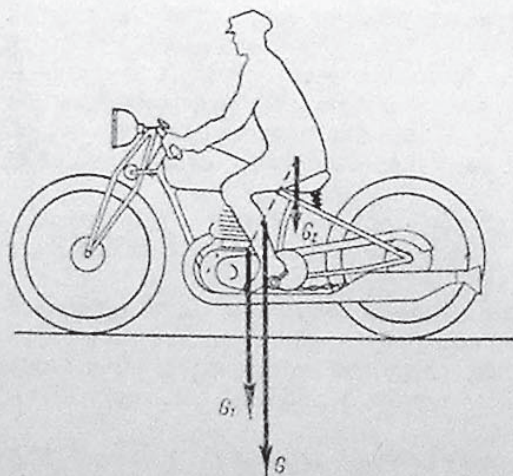
$$V_h = \frac{\pi D^2 \cdot S \cdot i}{4}$$

7. Легкий, средний и тяжелый типы мотоциклов

Легкий тип	Объем цилиндра — до 250 см ³
	Вес машины — от 75 до 125 кг
	Число цилиндров — 1
	Двигатель — преимущественно двухтактный
Скорость максимальная — от 60 до 90 км/час	
Средний тип	Объем цилиндров — от 300 до 500 см ³
	Вес машины — от 130 до 165 кг
	Число цилиндров — 1, реже — 2
	Двигатель — четырехтактный (как исключение — двухтактный)
Скорость максимальная — от 80 до 100 км/час	
Тяжелый тип	Объем цилиндров — свыше 500 см ³
	Вес машины — от 165 до 200 кг
	Число цилиндров — 2 (иногда — 4)
	Двигатель — четырехтактный
Скорость максимальная — от 100 до 120 км/час	

8. Распределение веса по осям мотоцикла и положение центра тяжести

У современных мотоциклов дорожного типа собственный вес машины распределяется приблизительно поровну на оба колеса (с превышением в несколько процентов на заднее колесо).



Фиг. 4. Положение центра тяжести.

При наличии ездока центр тяжести несколько перемещается кверху и отодвигается на 3—5% длины базы к заднему колесу согласно схеме, представленной на фиг. 4.

При наличии ездока центр тяжести несколько перемещается кверху и отодвигается на 3—5% длины базы к заднему колесу согласно схеме, представленной на фиг. 4.

При наличии ездока в нормальной посадке можно принимать в среднем: нагрузку на заднее колесо 55—60% общего веса, на переднее 40—45%. Вес самого ездока: $\frac{1}{3}$ на переднее колесо и $\frac{2}{3}$ на заднее.

Результаты взвешивания ряда машин приведены в таблице на стр. 15 и 59.

Центр тяжести мотоцикла (без ездока) располагается в среднем на высоте 35—40 см и приблизительно на равном

Таблица распределения веса мотоцикла и ездока

Мотоцикл	Вес машины кг	Вес водителя кг	Общий вес кг	Нагрузка на переднее колесо				Нагрузка на заднее колесо				Распределение веса водит. в %	
				без водит.		с водит.		без водит.		с водит.		на переднее колесо	на заднее колесо
				кг	%	кг	%	кг	%	кг	%		
Франсис-Барнет 150 см ³	78	56	134	34	44	56,5	42	44	56	77,5	58	40	60
DKW 200 см ³	109	63	172	49	45	74	43	60	55	98	57	40	60
BSA 250 см ³	101	64	165	51	50	71	43	50	50	94	57	31	69
Л-300	145	67	211	64,6	45	84,6	40	80	55	126,9	60	30	70
Харлей-Давидсон 350 см ³	136	81	217	64,5	47	94,5	44	71,5	53	122,5	56	37	63
Харлей-Давидсон спорт., верхн. кл.	165	65	230	79	48	104	43	86	52	126	57	38	62
Харлей-Давидсон 750 см ³	184	81	265	91,5	50	120	45	92,5	50	145	55	35	65
Харлей-Давидсон 1200 см ³	235	76	311	115	49	141	45	120	51	170	55	34	66
Ариель (спорт.) 500 см ³	162	67	229	74	46	97	42	88	54	132	58	34	66
Гриндли-Пирлес (спорт.) 500 см ³	193	74	267	85	43	110	41	108	57	157	59	34	66
Гумбер 500 см ³	142	75	217	66	47	96	44	76	53	121	56	40	60
Триумф 500 см ³ (1914 г.)	102	75	177	43	43	65	37	59	57	112	63	29	71
ПМЗ-750	225	—	—	103,5	46	—	—	121,5	54	—	—	—	—
ИЖ-8 и 9	149	71	220	73	49	96	44	76	51	124	56	33	67
АМ-600	202	70	272	94	46	114	42	108	54	158	58	31	69

9. Спецификация мотоциклов СССР

	Л-300 ИЖ-7	ИЖ-8 ИЖ-9	МЛ-3	ПМЗ-А-750	АМ-600	Л-600	Л-8
Двигатель	2-такт.	2-такт. 1 без дефл.	2-такт. 1 без дефл.	4-такт.	4-такт.	2-такт.	4-такт.
Число цилиндров	1 (накл.)	1 (накл.)	1 (накл.)	2 (V-образн.)	1 (накл.)	2 (параллельн.)	1
Диам. X ход, мм	74 X 68	74 X 68	54 X 54	70 X 97	85 X 108	74 X 68	74 X 81
Рабочий объем см ³	293	293	124	750	595	586	348
Смазка	Смешан.	Смешан.	Смешан.	Циркуляц. с сухим картером	Циркуляц. с полусухим картером	Смешан.	Циркуляц. с сухим картером
Емкость масл. бака л	—	—	—	—	1,2	—	2
Емкость бензобака л	12	13—14	8	20	17	20	14
Карбюратор	ЛКЗ-22 (тип Фрамо)	на ИЖ-8 ЛКЗ-22 (тип Фрамо) на ИЖ-9 К-29-В (тип Амаль)	К-33 (тип Амаль-Бинкс)	МК-1 (тип Шоблер де Люкс)	МК-17 (тип Амаль)	ЛКЗ-22 (тип Фрамо)	К-29-Г (тип Амаль, горизонт.)
Зажигание	Маховичн. магнето	Маховичн. магнето	Маховичн. магнето	Генератор ГМН-87	Магдино МД-1	Маховичн. магнето	Магдино МД-132
Ослепление	магнето	Генератор Г-10	Генератор Г-10	Аккумулятор ЗМТ-16	Аккумулятор ЗМТ-16	Генератор Г-10	Аккумулятор ЗМТ-20
Трансмиссия:							
от двиг. — короб. перед.	Цепь $\frac{1}{2} \times \frac{5}{16}$ ''	Цепь $\frac{1}{2} \times \frac{5}{16}$ ''	Шестерни Цепь $\frac{1}{2} \times \frac{5}{16}$ ''	Шестерни Цепь $\frac{5}{8} \times \frac{5}{8}$ ''	Цепь $\frac{5}{8} \times \frac{5}{8}$ ''	—	Цепь $\frac{5}{8} \times \frac{5}{8}$ ''
короб. перед.— задн. кол.	$\frac{1}{2} \times \frac{5}{16}$ ''	$\frac{1}{2} \times \frac{5}{16}$ ''	$\frac{1}{2} \times \frac{5}{16}$ ''	—	$\frac{5}{8} \times \frac{5}{8}$ ''	Кардан	$\frac{5}{8} \times \frac{5}{8}$ ''

Сцепление:	3		4		6		с кол.	
ведущие диски	2 с пробк.	18,78	2 с пробк.	18,78	2 с пробк.	18,78	2 с пробк.	18,78
ведомые "	3	9,6	3	9,6	3	9,6	3	9,6
пружины	1	6,0	1	6,0	1	6,0	1	6,0
Коробка передач	Отдельная 3-ступенч.	—	В блоке с двиг., 3-ступенч.	—	В полублоке с двиг., 3-ступенч.	—	Отдельная 4-ступенч.	—
Передаточные отношения								
I	—	—	—	—	—	—	—	—
II	—	—	—	—	—	—	—	—
III	—	—	—	—	—	—	—	—
IV	—	—	—	—	—	—	—	—
Задний ход	—	—	—	—	—	—	—	—
Рама	Штампов. на болтах	1320	Штампов. на болтах	1320	Штампов. сварная	1420	Штампов. двойная	1451
Перед. вилка	Параллелогр. штампов.	105	Параллелогр. штампов.	120	С подрессор. феррой штампов.	125	Параллелогр. трубчатая	145
Колеса	26 X 3,25"	700	26 X 3,25"	720	4 X 19"	740	28 X 4,75"	690
База мм	1320	125	1320	1240	1315	1420	1600	1385
Клиренс мм	105	120	120	140	112	125	145	115
Высота седла мм	700	720	680	680	740	700	750	690
Вес (без заправки)	125	133—134	67	67	225	185	640 ²	158

¹ С двухжестяльной продвинутой. ИЖ-8 с одной выхлопной трубой; ИЖ-9 с двумя выхлопными трубами, направленными вперед, и двумя глушителями.
² С прищипкой и пожарным оборудованием, состоящим из центробежного двухступенчатого насоса производительностью 600 л/мин при 5,0 атм рабочего давления; заборного рукава диаметром 76 мм, длиной 4 м; рукава диаметром 65 мм, длиной 20 м; рукава диаметром 50 мм, длиной 20 м; разветвления 65 X 50 X 50 мм с поутайками РОТ; брашпайота со свраском 12 мм и инструмента.

10. Спецификация мотоциклов ино-

странных заводов (1934—1939 гг.)

Фирма и тип	Число цилиндров	Расположение клапанов	$D \times S$ мм	V_h см ³	Передаточные отношения
Арди (Герм.) Мод. S 125 . . .	1	2-такт. б/д.	51 × 60	122	3-ступенч.
Ариэль (Англ.) Мод. 37 OG . . .	1	Верхи.	61 × 85	249	6,4; 8,2; 11,2; 17,0
• NH	1	"	72 × 85	348	5,7; 7,3; 10,1; 15,3
• VH	1	"	81,8 × 95	497	4,7; 6,0; 8,0; 12,6
• 4F	4П	"	56 × 61	597	{ 5,2; 6,6; 8,8; 13,8; 5,7; 7,2; 9,7; 15,3*
AJS (Англ.) Мод. 12 и 22 . . .	1	Верхи.	62,5 × 80	246	6,17; 8,62; 11,1; 18,3
• 16 и 26	1	"	69 × 93	347	5,52; 7,73; 9,88; 16,4
• 8, 9 и 18 . . .	1	"	82,5 × 93	498	5,0; 6,4; 8,8; 13,3
• 7R	1	С верхн. распр.	70 × 90	346	5,3; 6,09; 7,4; 10,3
• 2 и 2A	2V	Боков.	85 × 85	990	{ 4,46; 5,62; 7,0; 11,9 4,9; 6,1; 7,69; 13,08*
Браф-Супериор (Англ.) Мод. SS 100 . . .	2V	Верхи.	85,5 × 85,5	999	3,5; 4,4; 6,7; 11
BSA (Англ.) Мод. X 34-0 . . .	1	Верхи.	52 × 70	149	7,1; 12,4; 19,8
• B 34-1	1	Боков.	63 × 80	249	6,6; 9,8; 14,5
• B 34-2	1	Верхи.	63 × 80	249	6,7; 8,8; 13,8; 20
• R 34-4	1	"	71 × 88	348	5,7; 7,5; 11,8; 17
• W 34-7	1	Боков.	85 × 88	499	5,3; 7,0; 10,9; 15,8
• W 34-8	1	Верхи.	85 × 88	499	5,0; 6,6; 10,3; 15,0
• J 34-11	2V	"	63 × 80	498	4,7; 6,3; 9,9; 14,3
• M 34-12	1H	Боков.	85 × 105	595	5,1; 6,6; 10,4; 15,1
• M 34-13	1H	Верхи.	85 × 105	595	4,8; 6,3; 10,0; 14,4
• G 34-14	2V	Боков.	80 × 98	986	5,0; 7,9; 12,7
• 38 M-24	1	Верхи.	82 × 94	496	4,8; 6,3; 9,9; 14,3
• —	1	Боков.	82 × 112	591	5,6; 7,3; 11,5; 16,6*
• 38 Y-13	2V	Верхи.	71 × 94,5	748	{ 4,8; 6,3; 9,9; 14,3 5,6; 7,3; 11,5; 16,6
BMW (Герм.) Мод. R 23 бл. . . .	1	Верхи.	68 × 68	247	{ в короб. п. 1,64; 2,58; 4,55; задн. п. 4,18
• R 35	1	"	72 × 84	340	{ в короб. п. 1; 1,35; 2,18; 3,6; задн. п. 5,63

Трансмиссия	Размеры колес дюймы	Вес кг	Тип рамы	База мм	Клиренс мм	Высота седла мм	Максим. скорость км/час
ш/ц	2,5—19	69	Тр. о.	1230	—	—	70
ц/ц	26 × 3	136	Тр. з.	1380	121	675	107
"	26 × 3,25	145	То же	1380	121	675	120
"	26 × 3,25	150	"	1380	121	675	140
"	26 × 3,25	187	"	1380	121	675	128
ц/ц	26 × 3,25	118	Тр. з.	1300	115	690	105
"	26 × 3,25	120	То же	1300	115	690	110—115
"	26 × 3,25	158	"	1415	140	740	120—128
"	26 × 3	150	"	1380	115	740	145—150
"	27 × 4	188	"	1520	127	710	120—128 (соло)
ц/ц	26 × 3,5 27 × 4	215	Р. р.	1480	127	685	164
ц/ц	26 × 3	101	Тр. о.	1340	127	700	72—80
"	26 × 3	100	То же	1380	124	712	75—85
"	26 × 3,25	151	"	1380	124	712	96—103
"	26 × 3,25	153	См. дп.	1380	124	740	96—103
"	26 × 3,25	150	То же	—	—	—	93—95
"	26 × 3,25	157	"	—	—	—	104—112
"	26 × 3,25	161	"	1400	140	715	120—128
"	26 × 3,25	168	"	—	—	—	—
"	26 × 3,25	173	"	—	—	—	—
"	27 × 4	190	Тр. о.	—	—	—	120—128
"	3,0—20	143	Тр. дп.	—	—	—	{ 140 86*
"	3,25—19	—	То же	1380	124	750	{ 130 110*
"	3,5—19	—	"	1380	114	720	{ 130 110*
крд.	3—19	135	Тр. дп.	1320	108	700	—
"	3,5—19	155	Шт.	1320	130	710	—

Форма и тип	Число цилиндров	Расположение клапанов	D × S мм	V _h см³	Передаточные отношения	Трансмиссия	Размеры колес дюймы	Вес кг	Тип рамы	База мм	Клиренс мм	Высота седла мм	Максим. скорость км/час	
Мод. R 51 . . .	2Г	Верхи.	68 × 68	494	{ в короб. п. 1,3; 1,7; 2,28; 3,6 задн. п. 3,89; 4,62* в короб. п. 1,3; 1,7; 2,28; 3,6; задн. п. 3,6; 4,3** в короб. п. 1,3; 1,7; 2,28; 3,6; задн. п. 3,6; 3,89*	крд.	3,5-19 3,5-19	182 184	Тр. дп. р. То же	1400 1400	125 135	720 720	— —	
„ R 61 . . .	2Г	Боков.	70 × 78	600		—	—	3,5-19	187	„	1400	135	720	—
„ R 66 . . .	2Г	Верхи.	69,8 × 78	597		—	—	3,5-19	187	„	1400	135	720	—
„ R 71 . . .	2Г	Боков.	78 × 78	745		—	—	3,5-19	187	„	1400	135	720	—
Велосет (Англ.)														
Мод. GTR	1	2-такт.	63 × 80	249	5,33; 7,1; 9,33; 13,65	ц/ц	3-19	103	Тр. з.	1270	139	680	88	
„ MOV	1	Верхи.	68 × 68 1/4	248	6,35; 8,45; 11,0; 16,0	„	3,25-19 27 × 2,75	125 132	То же	1328	127	700	105	
„ KTT	1	„	74 × 81	348	5,23; 6,23; 8,34; 10,97	„	27 × 3	132	„	1365	114	693	145-160	
„ KTS	1	С верхи. распред.	74 × 81	348	5,6; 6,8; 9,0; 13,0	„	3,25 × 19 3,5 × 19	136	„	1365	114	700	120-137	
Винсент HRD (Англ.)														
Мод. „Комета“ .	1	С верхи. распред.	84 × 90	499	4,6; 5,8; 7,2; 12,4	ц/ц	26 × 3 26 × 3,25	153	Р. р.	1400	145	—	148	
Гном-Рон (Фр.)														
Мод. Junior бл. .	1Н	Боков.	62 × 82	249	3-ступенч.	ш/ц	25 × 3	110	Шт.	—	—	—	80	
„ Major	1Н	„	73 × 82	345	4 „	„	26 × 3,5	130	„	—	—	—	100	
„ Supreg- Major бл. . . .	1Н	Верхи.	73 × 82	345	4 „	крд.	26 × 3,5	140	„	—	—	—	115	
Мод. V 2 бл. . . .	2Г	Боков.	68 × 68	490	3 „	„	27 × 4	150	„	—	—	—	110	
„ CN 2 бл. . . .	2Г	Верхи.	72 × 60	490	4 „	„	26 × 3,5	160	„	—	—	—	130	
„ X	2Г	„	80 × 72	720	4 „	„	26 × 3,5	180	„	—	—	—	135 110*	
Джемс (Англ.)														
Мод. H 16	1	2-такт.	55 × 62,5	148	3-ступенч.	ц/ц	25 × 3	87	Тр. з.	—	—	—	—	
„ H 8 и H 9 . .	1	„ б/д	63 × 80	243	3 „	„	25 × 3	103	То же	—	—	—	—	
„ F 7	1Н	Боков.	64 × 75,5	249	3 „	„	25 × 3	102	„	—	—	—	—	
„ F 5	1Н	Верхи.	64 × 75,5	249	3 „	„	25 × 3	107	„	—	—	—	—	
„ F 2	2V	Боков.	64 × 75,5	498	3 „	„	26 × 3,25	151	Тр. о	—	—	—	—	
DKW (Герм.)														
Мод. RT бл. . . .	1Н	2-т. б/д	50 × 50	97	3-ступенч.	ш/ц	2,25-19	50	Шт.	1225	—	—	65-70	
„ KS п/бл. . . .	1Н	„	63 × 64	198	3 „	„	3,0-19	110	„	1335	—	—	85	
„ Sport	1Н	„	68 × 68	245	3 „	„	3,0-19	130	„	1335	—	—	95	
„ SB 350	1Н	„	76 × 76	342	3 „	„	3,25-19	140	„	1335	—	—	100-105	
„ SB 500	2П	„	68 × 68	490	4,3; 6,2; 11,3	„	3,5-19	165	„	1385	—	—	115-120	
Дуглас (Англ.)														
Мод. X	1	2-такт.	53 × 67	148	7,75; 12,72; 18	ц/ц	25 × 3	88	Тр. з.	—	—	—	—	
„ Y	2Г	Боков.	51 × 60	29	7,0; 10,0; 17,0	„	25 × 3	100	То же	—	—	—	—	
„ Y1	2Г	„	60,8 × 60	318	6,2; 8,9; 15,0	„	25 × 3	100	„	—	—	—	—	
„ Y2	2Г	„	72 × 60	488	6,2; 8,9; 15,0	„	25 × 3	102	„	—	—	—	—	

Фирма и тип	Число цилиндров	Расположение клапанов	$D \times S$ мм	V_h см ³	Передаточные отношения	Трансмиссия	Размеры колес дюймы	Вес кг	Тип рамы	База мм	Клиренс мм	Высота седла мм	Максим. скорость км/час
NSU (Герм.)													
Мод. OSL 201 . . .	1	Верхи.	58 × 75	198	6,7; 8,7; 13,3; 21	ц/ц	3,0—19	120	Тр. о	1285	110	700	90
• OSL 251 . . .	1	•	64 × 75	242	6,4; 8,3; 12,7; 20	•	3,0—19	140	То же	1285	110	700	95
• TS 501 бл. . .	1	Боков.	80 × 99	494	5,35; 6,55; 9,65; 15,7	ш/ц	3,5—19	185	Тр. лп.	1390	110	680	95—100
• TS 601 . . .	1	•	87,5 × 99	592	5,87; 7,15; 10,55; 17,21*	•	3,5—19	185	То же	1390	120	680	105
Нью-Империал (Англ.)													
Мод. 23 бл. . .	1Н	Верхи.	55 × 62,5	146	8; 12,5; 23	ш/ц	25 × 3 27 × 3	95	Тр. з. или Тр. р.	1300	134	690	80
• 90	1Н	•	62,5 × 80	246	6,4; 8,2; 10,3; 17	•	26 × 3,25	143		1380	120	740	108
• 46	1Н	•	74 × 80	346	5,25; 7,75; 11; 17	•	26 × 3,25	134		1360	120	710	104
• 100	1Н	•	70 × 90	346	4-ступенч.	•	26 × 3,25	143		1380	120	720	—
• 110	1Н	•	82 × 94	496	5,1; 6,7; 9,0; 13,5	•	25 × 3 26 × 3,25	158		—	—	—	—
Пежо (Фр.)													
Мод. 117 NL бл. . .	1	Боков.	68 × 96	348	6,3; 9,2; 15,7	ш/ц	26 × 3,25	145	См. з.	—	—	—	100
• 115 NL	1	Верхи.	68 × 96	348	5,22; 7,57; 12,9	•	26 × 3,25	148	То же	—	—	—	106
• 517 NL	1	Боков.	81 × 96	494	5,3; 6,6; 9,7; 13	•	26 × 3,5	165	•	—	—	—	105
• 515 NL	1	Верхи.	81 × 96	494	5,1; 6,3; 9,2; 12,5	•	26 × 3,5	170	•	—	—	—	125
Прага (Герм.)													
бл.	1	Верхи.	84 × 90	499	3-ступенч.	ш/ц	27 × 4	170	Тр. лп.	1425	—	700	105 80*
Рудж (Англ.)													
Мод. Sports	1	4 кл. верхи.	62,5 × 81	249	6,0; 7,7; 10,5; 15,0	ш/ц	26 × 3	107	Тр. о.	—	—	—	—
• Special	1	4 •	84,5 × 88	495	4,74; 5,87; 7,65; 13,9	•	26 × 3,25	156	То же	1360	108	660	120
Скотт (Англ.)													
Мод. 1935 г.	2П	2-такт. водян. охл.	66,6 × 71,4	498	4,62; 6,16; 9,90	ц/ц	26 × 3,25	152	Тр. лп.	—	—	—	128—136
• 1935	2П		73 × 71,4	596	4,10; 5,50; 8,90	•	26 × 3,25	165	То же	—	—	—	—
• 1935	3П		66,6 × 71,4	747	4-ступенч.	•	27 × 3,25	—	См. лп.	—	—	—	—
Санбим (Англ.)													
Мод. Sports	1	Верхи.	59 × 90	246	6,3; 8,1; 9,5; 16,8	ц/ц	27 × 3 26 × 3,25	135	Тр. о.	1380	115	690	109
• 9	1	•	80 × 98	493	4,6; 6,1; 8,8; 13,8	•	26 × 3,25	—	То же	—	—	—	—
• Lion SN	1	Боков.	77 × 105,5	492	5,3; 7,0; 10,1; 15,9	•	26 × 3,25	—	•	1380	115	690	109

Фирма и тип	Число цилиндров	Расположение клапанов	D × S мм	V _h см ³	Передаточные отношения	Трансмиссия	Размеры колес дюймы	Вес кг	Тип рамы	База мм	Клиренс мм	Высота седла мм	Максим. скорость км/час
Терро (Фр.)													
Мод. PO	1	Боков.	59 × 90	246	6,75; 10,72; 17,03	ц/ц	25 × 3	—	Тр. о.	—	—	—	85
" HLG	1	"	70 × 90	346	5,76; 8,82; 14,01	"	26 × 3,5	—	—	—	—	—	90
" HR бл.	1	Верхи.	70 × 90	346	5,88; 7,3; 10,3; 16,3	ш/ц	27 × 4	—	—	—	—	—	110
" RL	1	Боков.	84 × 90	499	5,04; 6,3; 8,82; 14	"	27 × 4	145	Тр. з.	—	—	—	105
" R>S	1	Верхи.	84 × 90	499	4,87; 6,1; 8,53; 13,5	"	27 × 4	—	То же	—	—	—	120
Триумф (Англ.)													
Мод. Т 70	1	Верхи.	63 × 80	249	5,8; 6,95; 10,0; 14,7	ц/ц	26 × 3,0	140	Тр. з.	1330	132	685	120
" Т 80	1	"	70 × 89	349	5,23; 6,28; 9,05; 13,3	"	26 × 3,25	145	То же	1330	132	685	—
" 3S и 3SE	1	Боков.	70 × 89	349	6,1; 7,3; 10,5; 15,5	"	26 × 3,25	143	"	1330	140	685	—
" Т 90	1	Верхи.	84 × 89	497	4,78; 5,75; 8,26; 12,1	"	26 × 3,0	165	—	1330	132	685	130
" 6S	1	Боков.	84 × 108	597	5,23; 6,28; 9,05; 13,3*	"	26 × 3,5	158	Тр. з.	1380	127	710	—
" 6/1 п/бл.	2П	Верхи.	70 × 84	649	5,0; 6,2; 9,2; 12,6*	ш/ц	26 × 3,5	184	То же	1380	127	710	—
" Speed-Twin	2П	С верхн. распр.	63 × 80	497	5,0; 6,0; 8,65; 12,7	ц/ц	26 × 3	162	"	1380	140	700	—
							26 × 3,5			1380	127	710	151
FN (Бельг.)													
Мод. М 200 бл.	1	2-такт.	60 × 68	192	6,3; 10,2	ш/ц	25 × 3	85	Тр. з.	—	—	—	75
" М 70	1	Боков.	74 × 80,5	348	5,44; 7,85; 13,32	"	26 × 3,25	135	То же	—	—	—	90
" М 90	1	"	85 × 87	495	4,83; 7,07; 10,25	"	27 × 4	145	"	—	—	—	100
" М 86	1	Верхи.	80 × 99	497	—	"	27 × 3,25	173	"	—	—	—	130
Франсис-Барнет (Англ.)													
Мод. Н-45	1	2-т. б/д	63 × 80	249	5,7; 7,7; 10,26; 16,78	ц/ц	26 × 3,25	127	Тр. з.	1380	150	675	93
Харлей-Давидсон (США)													
Мод. В	1	Боков.	73 × 82,5	346	7,06 высш. пер.	ц/ц	3,3—20	145	Тр. з.	1435	—	700	—
" С	1	"	78,6 × 101,6	493	5,71 " "	"	4—18	170	То же	1400	—	685	—
" R и D	2V	"	69,8 × 96,8	746	5,45* " "	"	4—18	181	"	1400	—	685	—
" V и VL	2V	"	87,3 × 101,6	1208	4,89* " "	"	4—19	222	"	1524	—	750	—
" 1000 OHV (1939 г.)	2V	Верхи.	84,14 × 88,9	1000	4-ступенч.	"	4—18	—	Тр. дп.	1510	—	740	—
" 1300 (1939 г.)	2V	Боков.	86,92 × 108,74	1300	"	"	4—18	—	Тр. дп.	1510	—	740	—
Цюндап (Герм.)													
Мод. Е 200 бл.	1	2-т. б/д	60 × 70	198	6,4; 11; 21	ш/ц	25 × 3	98	Тр. дп.	—	—	—	75—80
" К 200	1	То же	61 × 70	198	6,6; 7,9; 13,2; 20,6	крд.	26 × 3,5	130	Шт.	—	—	—	75—80
" ОК 200	1	Верхи.	60 × 70	198	6,6; 7,9; 13,2; 20,6	"	26 × 3,5	140	"	—	—	—	80—85
" К 400	2Г	Боков.	62 × 66	396	5,3; 6,35; 10,6; 16,7	"	26 × 3,5	155	"	—	—	—	90—95
" KS 500	2Г	Верхи.	69 × 66,6	498	4,65; 6,0; 9,51; 15,85	"	3—19	203	"	1410	135	730	110—115
" К 800	4Г	Боков.	62 × 66	791	4,35; 5,25; 8,73; 13,6	"	3,5—19	—	"	—	—	—	120—125
							26 × 3,5						

Фирма и тип	Число цилиндров	Расположение клапанов	$D \times S$ мм	V_h см ³	Передаточные отношения	Трансмиссия	Размеры колес дюймы	Вес кг	Тип рамы	База мм	Клиренс мм	Высота седла мм	Максим. скорость км/час
Эксцельсиор (Англ.)													
Мод. HR 11 . . .	1	С верхн. распр.	67 × 70,65	249	6,1; 6,64; 8,54; 11,89	ц/ц	$\frac{27 \times 2,75}{26 \times 3}$	135	Тр. з.	1390	102	710	—
„ HR 12 . . .	1	То же	75 × 79	349	5,38; 5,87; 7,52; 10,5	„	$\frac{27 \times 3}{26 \times 3,25}$	141	То же	1390	102	710	—
„ Н 15 . . .	1	„	82 × 94	498	4,5; 5,7; 7,5; 9,6	„	$\frac{27 \times 3}{20 \times 3,5}$	159	„	1390	102	710	—
Энфильд (Англ.)													
Мод. Т	1	Верхн. Боков.	56 × 60	148	7,3; 9,9; 13,1; 21,4	ц/ц	$\frac{25 \times 3}{26 \times 3,5}$	—	—	—	—	—	—
„ KS1	2V		85,5 × 85	976	4,5; 5,8; 7,6; 13,9*	„		168	—	—	—	—	—

Сокращения: бл. — блок; п/бл. — полублок; б/д — поршень без дефлек противоположные цилиндры; П — параллельные цилиндры; в/б — всасывающий передача; крд — карданная передача; Тр. о — трубчатая открытая; Тр. з. — из труб и штампованных элементов; Р. р. — рессорная рама; * с прицепной

тора; V — цилиндры под углом; Н — наклонные виллинры; Г — горизонтально-клапан под выхлопным; ц/ц — передача цепь — цепь; ш/ц — шестеренно-цепная трубчатая закрытая; 1р. дп. — дуплекс; Шт. — штампованная рама; См. — рама коляской.

11. Основные тенденции в современном мотоцикlostроении по статистическим данным

Данные ежегодной международной выставки „Олимпия“ (Лондон)

	1934 г.	1935 г.	1936 г.	1937 г.	1938 г.	1939 г.
	в процентах					
Объем цилиндров:						
150 см ³	9,5	9,3	7,0	8,4	7,8	11,2
250 „	24,6	26,7	29,2	26,5	25,8	27,5
350 „	16,0	17,0	18,7	19,3	19,8	21,6
500 „	28,1	28,1	26,8	28,1	32,5	25,3
750 „	8,6	6,4	5,1	4,6	3,9	5,6
1000 „	9,2	9,3	9,7	9,5	7,5	6
Св. 1000 см ³	4,0	3,2	3,5	3,6	2,7	2,8
Число цилиндров:						
Одноцилиндровые	80,6	82,3	85,4	83,7	88,9	90,6
Двухцилиндровые	17,84	15,8	11,1	13,4	9,6	7,2
Трехцилиндровые	—	—	0,3	0,3	—	—
Четырехцилиндровые	1,6	1,9	3,2	2,6	1,5	2,2

Продолжение табл. 11

	1934 г.	1935 г.	1936 г.	1937 г.	1938 г.	1939 г.
	в процентах					
Расположение клапанов:						
Боковые клапаны	22,5	21,2	19,2	17,0	14,4	15,3
Верхние клапаны с толкателями	53,7	55,6	57,6	58,7	62,8	56,2
Верхний кулачковый валик	5,0	6,4	6,7	6,3	5,1	6,0
Двухтактные	18,8	16,5	16,2	17,7	17,4	22,2
Прочие	—	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
Зажигание:						
Магнето	68,6	64,9	65,3	67,2	67,3	59,7
Батарейное	17,6	21,6	18,4	17,4	17,1	21,3
Маховичное магнето	12,6	13,5	13,3	13,8	14,1	19
Магнето или батарейное	1,2	—	3,0	1,6	1,5	—
Число передач:						
1-ступенч.	—	0,3	0,3	1,2	0,3	2,2
2-ступенч.	0,9	0,6	0,6	0,3	0,3	0,3
3-ступенч.	42,5	36,2	28,0	21,3	21,6	26,5
4-ступенч.	54,8	56,8	68,6	72,9	76,3	70,7
3-или 4-ступенч.	1,8	6,1	2,5	4,3	1,5	0,3
Переключение передач:						
Рукой	61,5	57,5	44,4	27,5	24,6	19,4
Ногой	23,7	20,6	47,6	64,2	73,0	66,6
Рукой или ногой	14,8	21,9	8,0	8,0	1,2	5,3
Рукой и ногой	—	—	—	0,3	1,2	2,2
Не указано	—	—	—	—	—	6,5

Данные ежегодной берлинской выставки

	1934 г.	1935 г.	1936 г.	1937 г.
	в процентах			
<i>Объем цилиндров:</i>				
До 150 см ³	6,2	6,9	6,6	12
150 см ³	3,1	1,7	1,7	1,8
175 "	1,5	—	—	—
200 "	31,0	36,2	35,5	27,0
250 "	4,6	1,7	3,5	7,1
300 "	1,5	—	1,7	—
350 "	9,3	17,2	13,5	17,8
400 "	3,1	1,7	1,7	—
500 "	29,0	24,2	24,0	21,4
600 "	4,6	5,2	6,6	7,1
750 "	3,1	3,5	3,5	3,5
800 "	1,5	1,7	1,7	1,8
850 "	1,5	—	—	—
<i>Число цилиндров:</i>				
Одноцилиндровые	—	—	—	82
Двухцилиндровые	—	—	—	16
Четырехцилиндровые	—	—	—	2

Технические данные германских мотоциклов

Число тактов	Количество моделей	Рабочий объем цилиндров V _h см ³	Число цилиндров	Диаметр цилиндра D мм		Ход поршня S мм		Степень сжатия ε		Максим. мощность N _{max} л. с.	
				средн.	диапазон	средн.	диапазон	средн.	диапазон	средн.	диапазон
4-такт.	6	100	1	48,7	48—50	52,3	50—54	5,68	6—5,4	2,5	2,2—3
	12	200	1	63,0	59—70	68,3	64—72	5,73	5—6,05	6,98	5,8—7,4
	3	250	1	67,3	67—68	68,7	68—70	5,87	5,8—6	8,8	8,5—9
	3	350	1	74,3	72—76	80	76—80	6	5,8—6,2	11,3	11—12
	3	200	1	58,3	57—60	74	68—78	6,4	6—7	8,3	8—8,5
2-такт.	7	350	1	71,6	68—75	86	75—96	6,1	5,8—6,7	16,9	12,5—18
	7	500	1	80,0	78—84	99	94—104	5,96	5,2—6,5	19	14—22
	5	500	2	67,0	60—70	71	66,6—88	6,2	5,8—6,7	20	15—24,5

Данные ежегодной берлинской выставки (Продолжение)

	1934 г.	1935 г.	1936 г.	1937 г.
	в процентах			
<i>Расположение клапанов:</i>				
Боковые клапаны	27,6	22,5	20,3	16,0
Верхние "	32,3	34,5	32,2	34,0
Двухтактные	38,5	43,0	45,8	48,2
Прочие	1,6	—	1,7	1,8
<i>Зажигание:</i>				
Магнето	—	—	—	11
Батарейное	—	—	—	89
Свечи 14 мм	—	—	—	50
" 18 "	—	—	—	50
<i>Число передач:</i>				
2-ступенч.	4,6	5,2	5,1	7,1
3-ступенч.	73,9	65,5	44,1	35,7
4-ступенч.	21,5	29,3	50,8	57,2
<i>Трансмиссия:</i>				
Цепь	—	82,7	79,6	82,15
Кардан	—	17,3	20,4	17,85
<i>Рама:</i>				
Трубчатая открытая	—	38,0	33,9	32,0
" закрытая	—	39,7	37,3	43,0
Штампованная открытая	—	3,3	5,1	5,4
" закрытая	—	19,0	23,7	19,6

по материалам берлинской выставки 1937 г.

Число оборотов при N _{max} л	Вес кг	Удельн. запас мощн. N _u ' л. с.		Максим. скорость v _{max} км/час		Число передач			
		средн.	диапазон	средн.	диапазон	проб. а-даст	диапазон		
4 600	4 000—4 900	60,5	50—68	4,7	3—9,17	56	55—60	2	2,3
4 150	3 400—5 000	114	101—126	14,2	11,8—18,9	83	72—90	3	3—4
4 130	3 850—4 550	120	110—130	21,7	18—27,8	91,7	80—100	3	3—4
4 050	3 700—4 400	143	130—144	25,3	20—28,7	108	100—110	4	3—4
5 000	4 600—5 400	124	122—130	12,7	9,5—14,5	92	90—95	4	3—4
4 720	4 500—5 000	149	130—168	27,7	18,7—40,7	104	90—120	4	4
4 730	4 500—4 800	178	166—185	29,5	27,7—45,6	120	103—30	4	4—3
5 000	4 600—5 500	177	165—192	29	18,7—40	119	104—140	4	4,0

Мировой мотоциклетный парк

Число зарегистрированных мотоциклов на 1939—1940 г. (по данным американской статистики)

Европа (без СССР и Франции)		Азия	
1939 г.	2 510 877	1939 г.	101 958
1940 г.	2 771 112	1940 г.	101 441
В том числе:			
Германия	1 860 722	Африка	
Великобритания	411 593	1939 г.	52 635
Италия	~ 200 000	1940 г.	52 293
Бельгия	65 200	Океания	
Голландия	60 000	1939 г.	100 902
Швеция	~ 40 000	1940 г.	95 234
Чехословакия	~ 34 000	Всего:	
Дания	30 100	1939 г.	2 900 183
Швейцария	~ 26 000	1940 г.	3 165 912
Норвегия	20 876	(с Францией и СССР)	~ 3 300 000
Америка			
1939 г.	133 811		
1940 г.	145 832		
В том числе:			
США	118 394		
Канада	12 265		

ДИНАМИКА МОТОЦИКЛА

1. Определение

Динамикой мотоцикла называется совокупность ездовых качеств, обуславливающих наибольшую среднюю скорость движения в определенных дорожных условиях.

Основными показателями динамических качеств машины являются: 1) максимальная скорость на высшей передаче и на горизонтальном участке дороги, 2) способность брать подъемы и 3) быстрота разгона, т. е. быстрота нарастания скорости.

Перечисленные свойства зависят от:

- 1) эффективной мощности двигателя (N_e);
- 2) коэффициента полезного действия передачи (η_r);
- 3) от передаточного отношения на высшей и промежуточных передачах (i_4, i_3, i_2, i_1);
- 4) от величины радиуса ведущего колеса — r_k (с учетом деформации шины).

2. Эффективная мощность двигателя (N_e)

Определяется непосредственным испытанием двигателя на тормозном станке.

Графически N_e при полном открытии дросселя изображается, как функция числа оборотов, кривой, называемой предельной или внешней характеристикой двигателя (фиг. 5).

Приблизительно характеристика может быть построена по формуле Пуансе на основании заданных или известных максимальной мощности двигателя N_{max} и соответствующего ей числа оборотов n_m :

$$N_e = 1,5 \frac{N_{max}}{n_m} \cdot n \left(1 - \frac{n^2}{3n_m^2} \right),$$

где n — переменное число оборотов двигателя.

Фиг. 5 показывает, что формула Пуансе дает на малых и средних оборотах преувеличенные значения мощности, в особенности для форсированных двигателей. Для двигателей нормального типа совпадение получается несколько лучшее.

Более близкие к действительным характеристикам результаты дает формула проф. Ф. Л. Хлыстова:

$$N_e = \frac{N_{max}}{n_m} \cdot \frac{n}{1-\alpha} \left[\frac{3-4\alpha}{2} + \alpha \frac{n}{n_m} - \frac{1}{2} \left(\frac{n}{n_m} \right)^2 \right].$$

Здесь α обозначает отношение числа оборотов n_2 при максимальном значении крутящего момента двигателя к оборотам n_m , соответствующим N_{\max} :

$$\alpha = \frac{n_2}{n_m}$$

Для мотоциклов дорож-ного типа $\alpha = 0,5 - 0,55$.

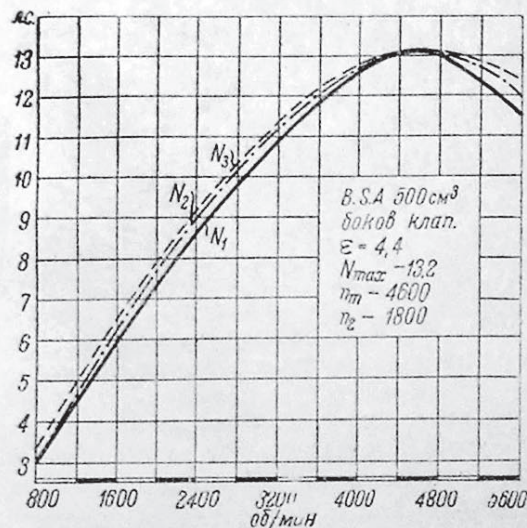
Для спортивных $\alpha = 0,6 - 0,7$.

Формула Пуансе представляет собой частное значение формулы Ф. Л. Хлыстова при $\alpha = 0$.

Дальнейшее уточнение формулы проф. Хлыстова с учетом не только отношения оборотов $\frac{n_2}{n_m}$, но и соответствующих им крутящих моментов, т. е. $\frac{M_{\max}}{M_m}$, приводит для мотоциклетных двигателей к следующим частным формулам.¹

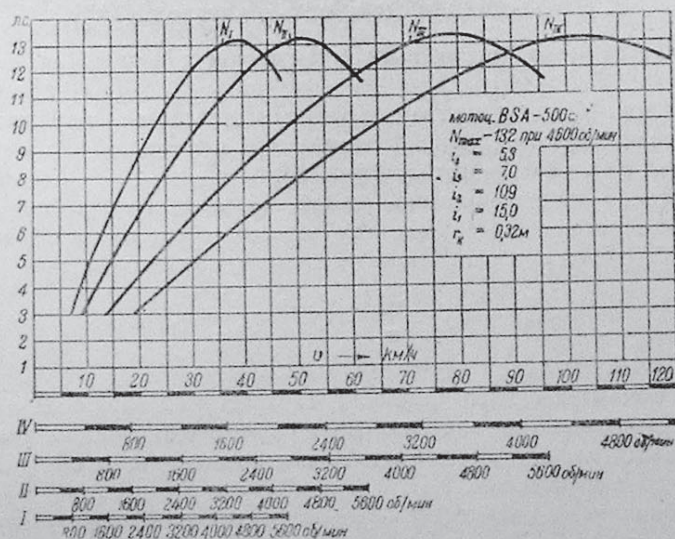
Для нормальных двигателей:

$$N_e = \frac{2}{3} \cdot \frac{N_{\max}}{n_m} \cdot n \left[1 + \frac{9}{2} \cdot \frac{n}{n_m} - 6 \left(\frac{n}{n_m} \right)^2 + 2 \left(\frac{n}{n_m} \right)^3 \right]$$



Фиг. 5. Внешняя характеристика двигателя мотоцикла.

N_1 — полученная испытанием; N_3 — по формуле Пуансе; N_2 — по формуле проф. Хлыстова.



Фиг. 6. Характеристики мотоцикла на разных передачах.

¹ Ф. Л. Хлыстов, Тяговые расчеты гусеничных и колесных автомашин ОНТИ, 1937.

Для форсированных двигателей:

$$N_e = \frac{1}{3} \cdot \frac{N_{\max}}{n_m} \cdot n \left[1 + 7 \cdot \frac{n}{n_m} - 5 \left(\frac{n}{n_m} \right)^2 \right]$$

3. Характеристика двигателя как функция скорости движения

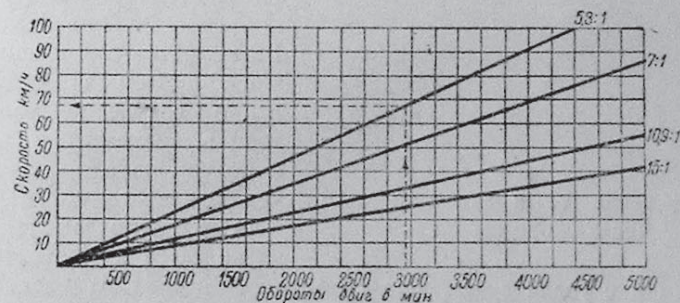
При динамических расчетах кривую мощности необходимо относить не к числу оборотов двигателя, а к скорости движения, выраженной в км/час.

Связь между оборотами n и скоростью v выражается равенством:

$$v = An,$$

где A — постоянный для данной машины и для данной передачи коэффициент:

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



Фиг. 7. Соотношение оборотов двигателя и скорости поступательного движения.

Здесь r_k — радиус колеса с учетом деформации покрышки (в метрах); i — передаточное отношение.

Деформацию шины учитывают, уменьшая номинальный радиус покрышки на 2—3% для шин высокого давления и на 5—6% для баллонов.

Пример. При передаче 5:1 и номинальном диаметре покрышки 680 мм = 0,680 м

$$r_k = 0,34 \cdot 0,97 = 0,33 \text{ м};$$

$$A = \frac{2\pi \cdot 0,33 \cdot 3,6}{60 \cdot 5} = 0,0249;$$

$$v = 0,0249 n$$

или

$$n = \frac{v}{0,0249}$$

Фиг. 6 изображает примерную характеристику мотоцикла по скорости на 1, 2, 3 и 4-й передачах.

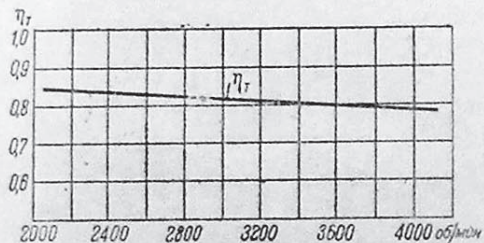
Масштабы оборотов, соответствующие каждой передаче, построены параллельно оси абсцисс, внизу.

Пересчет масштабов удобно производить графическим путем, откладывая на оси абсцисс обороты двигателя, а на оси ординат скорости в км/час и проводя лучи из начала координат, соответствующие той или иной передаче (фиг. 7). Для нахождения второй точки, определяющей направление луча, достаточно вычислить выражение $v = An$ только один раз, подставив вместо n произвольное число оборотов, например 4000 или 5000.

4. Коэффициент полезного действия передачи η_T

Точное определение η_T возможно только экспериментальным путем.

Величина η_T не является постоянной и изменяется при цепном приводе от 0,9 на высшей передаче до 0,85 на промежуточных передачах. Кроме того η_T понижается при увеличении оборотов. Для предварительных расчетов можно считать η_T постоянным и равным 0,80.



Фиг. 8. Изменение η_T в зависимости от числа оборотов.

График показывает, что η_T не является в действительности постоянным и с увеличением числа оборотов несколько падает, изменяясь от 0,84 при 2000 об/мин. до 0,78 при 4100 об/мин.

5. Мощность, подводимая к заднему колесу — N_k

Часть эффективной мощности двигателя (N_e) расходуется на трение в частях передачи. Величина этих потерь зависит от коэффициента полезного действия трансмиссии η_T . Таким образом мощность, подводимая к заднему колесу:

$$N_k = N_e \cdot \eta_T.$$

6. Характеристика дорожных условий

Свойства дороги характеризуются: 1) гладкостью и твердостью ее поверхности, оцениваемой коэффициентом сопротивления качению колеса f (в долях полного веса машины или в процентах); 2) подъемом дороги h , измеряемым в градусах или в процентах; 3) коэффициентом сцепления покрышки колеса с дорогой μ (скользящего трения), которым определяется максимальное усилие на ведущем колесе, возможное без буксования.

Два первых свойства дороги могут быть объединены в один общий коэффициент сопротивления дороги ψ , учитывающий одновременно свойства ее поверхности и подъем: $\psi = f + h$.

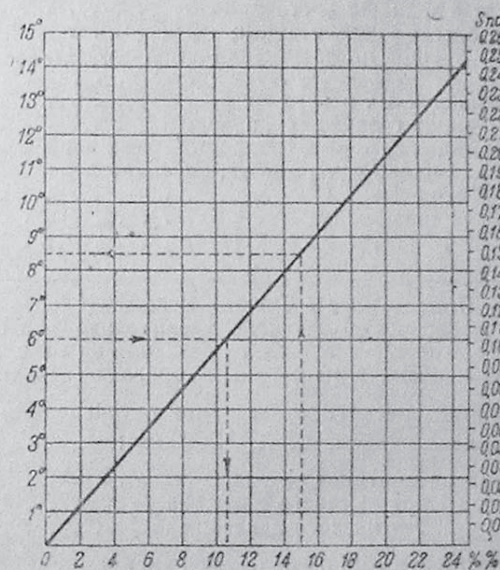
Пример:

$$f = 0,016 = 1,6\%; \quad h = 5\%$$

$$\psi = 1,6 + 5 = 6,6\% \text{ (или } 0,066\text{)}.$$

Если угол подъема задан в градусах, например, $\alpha = 3^\circ$, то

$$\psi = f + \sin \alpha = 0,016 + 0,052 = 0,068 \text{ (или } 6,8\% \text{)}.$$



Фиг. 9. График для перевода уклонов, выраженных в процентах, в градусы и обратно.

На фиг. 9 дан график для перевода процентов в градусы и обратно. Правая шкала графика может быть использована для нахождения $\sin \alpha$.

Таблица коэффициентов сопротивления качению (f)
(на основании опытов Американского бюро общественных дорог)

Покрытие и состояние дороги	f
Цементо-бетон в хорошем состоянии	0,0123
То же неровный	0,0159
„ „ в средних условиях	0,0145
Асфальто-бетон лучшего качества	0,0136
То же среднего качества	0,0145
Литой асфальт лучшего качества	0,0127
То же среднего качества	0,0159
Клинкер среднего качества (с гудроном)	0,0141
То же (с известью)	0,0173
Деревянные торцы	0,0155
Гравий лучшего качества, связанный глиной	0,0182
Гравий с местными выбоинами	0,0250
Гравий в скверном состоянии с частыми выбоинами	0,0272
Гравий среднегодовых условий	0,0227

Покрытие и состояние дороги	f
Естественный грунт в хорошем состоянии	0,0182
Снег толщиной 2", слегка утрамбованный	0,0318
Средние данные на лучших поверхностях (бетон, асфальт, клинкер, торцы)	0,0123
То же на слегка изношенных поверхностях	0,0159
То же для лучших типов гравийных дорог	0,0204
То же для обычных типов гравийных второстепенных дорог	0,0250
То же для сельских, хорошо содержимых, земляных дорог	0,0286
Булыжная мостовая, хорошая	0,0180
Сухой, рыхлый песок толщиной 8"	0,248
Влажный песок	0,150

Примечание. Приведенные в таблице значения f определены опытным путем при скорости движения 40 км/час. С увеличением скорости значения f несколько возрастают. Пневматики низкого давления на мягких грунтах и на неровных дорогах уменьшают f , на хорошей дороге — увеличивают.

В качестве средних расчетных величин f при хорошем состоянии дороги можно принимать (акад. Е. А. Чудаков):

Для нормальных пневматиков	$f = 0,020$
" " пневматиков Корд высокого давления	$f = 0,014$
" " " низкого давления	$f = 0,018$

Величины коэффициента сопротивления качению f , полученные Авто-тракторной лабораторией Ленинградского индустриального ин-та на основании дорожных испытаний мотоциклов в 1937 г. на асфальтированном шоссе, составляют:

$$f = 0,0167 - 0,0180.$$

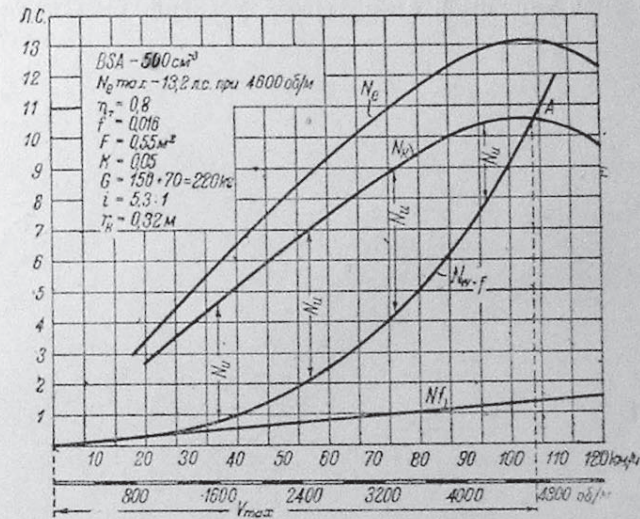
Таблица коэффициентов сцепления шин с дорогой (μ)

Покрытие дороги	Состояние дороги	Коэффициенты сцепления (μ)	
		шины высокого давления	шины низкого давления
Бетон	Сухое	0,5—0,6	0,7—0,75
	Мокрое	0,3—0,5	0,55
Асфальтовый бетон	Сухое	0,62—0,63	0,68—0,7
	Мокрое	0,35—0,45	0,45—0,48
Деревянные торцы	Сухое	0,53	0,65—0,7
	Мокрое	0,27	0,3
Шоссе гравийное	Сухое	0,45—0,55	0,5—0,6
	Мокрое	0,25	0,3
Песчаная дорога	Сухое	0,65—0,75	0,7—0,8
	Мокрое	0,5—0,6	0,6—0,7
Утрамбованный снег	Замерзшее	0,15—0,25	0,2—0,35
	Растаявшее	0,1—0,2	0,15—0,25
Среднее значение для сухой дороги		0,6—0,65	0,7—0,75

1. БАЛАНС МОЩНОСТИ МОТОЦИКЛА

1. Построение кривой мощности, подводимой к заднему, ведущему колесу — N_k

Характеристика двигателя предполагается заданной и строится по данным испытания двигателя или в крайнем случае по формуле Хлыстова (фиг. 5). Коэффициент полезного действия трансмиссии (η_T) принимается равным 0,80.



Фиг. 10. Примерный рабочий баланс мотоцикла на высшей передаче.

Кривая мощности на ведущем колесе (N_k) строится для каждой передачи на основании уравнения:

$$N_k = N_e \eta_T.$$

Графически N_k изобразится кривой, аналогичной внешней характеристике двигателя, но лежащей ниже последней (фиг. 10).

2. Мощность, затрачиваемая на сопротивление качению — N_f

Обозначения: f — коэффициент сопротивления качению; G — вес мотоцикла с ездоком в кг; v — скорость в км/час.

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению:

$$N_f = \frac{f \cdot G \cdot v}{270} \text{ л. с.}$$

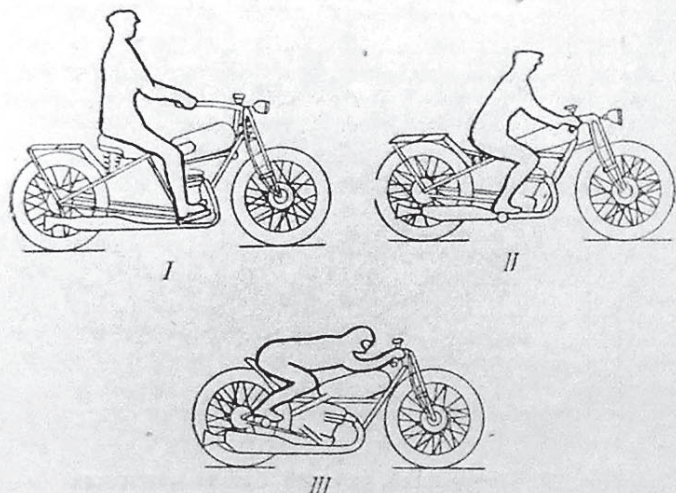
Графически N_f выражается прямой, исходящей из начала координат, так что для нанесения ее достаточно вычислить одну точку, взяв для v произвольное значение, например 100 км/час (фиг. 10).

3. Мощность, затрачиваемая на сопротивление воздуха — N_w

$$N_w = \frac{K \cdot F \cdot v^3}{3500} \text{ л. с.},$$

где K — коэффициент сопротивления воздуха (коэффициент обтекаемости), зависящий от формы и состояния поверхности движущегося тела в кг на 1 м^2 при скорости 1 м/сек ; F — лобовая площадь мотоцикла и ездока в м^2 ; v — скорость в км/час .

Коэффициент обтекаемости K и лобовая площадь F зависят главным образом от посадки ездока и его одежды. Влияние роста и комплекции ездока, размеров машины и атмосферных условий сравнительно незначительно.



Фиг. 11. Типы посадок.

Три характерных типа посадок представлены на фиг. 11; средние значения K и F указаны ниже.

Нормальным типом посадки надо считать II.

По опытам ЦАГИ с мотоциклом Харлей-Давидсон тяжелого типа, подвергнутым продувке в аэродинамической трубе, величины K и F таковы:

Мотоцикл с коляской

	F	K
Посадка прямая (тип I), ветровой щиток на коляске поднят	$1,078 \text{ м}^2$	$0,079—0,081$
Посадка согнутая (средняя между типами II и III), ветровой щиток снят, пассажир лежит в коляске	$0,996 \text{ м}^2$	$0,069$

Мотоцикл-одиночка

Прямая посадка (тип I)	$0,576 \text{ м}^2$	$0,065—0,0675$
Согнутая (средняя между типами II и III)	$0,502 \text{ м}^2$	$0,059—0,060$

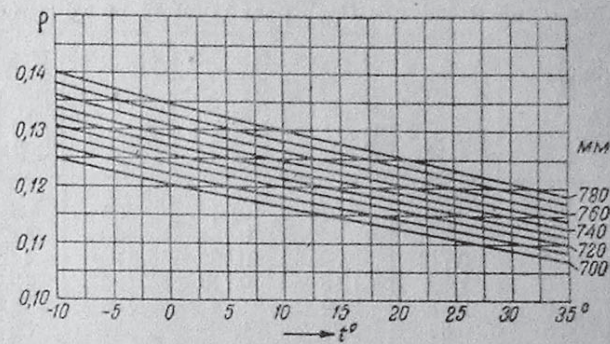
Здесь величина коэффициента сопротивления воздуха K представляет собой произведение аэродинамического коэффициента лобового сопротивления C_x (безразмерного) на массовую плотность воздуха ρ :

$$K = C_x \cdot \rho,$$

где $\rho = 0,125$, при 15°C и 760 мм атмосферного давления.

Зависимость плотности воздуха ρ от температуры и барометрического давления представлена на фиг. 12.

Величины C_x , K и F , полученные расчетом на основании дорожных испытаний нескольких мотоциклов-одиночек, таковы:¹



Фиг. 12. Изменение ρ в зависимости от температуры и давления.

	Л-300	ИЖ-7	DKW 350 см^3	BMW 400 см^3	BSA 500 см^3	AM-600	AM-600
C_x	0,52	0,594	0,635	0,54	0,60	0,552	0,562
K кг $\left(\frac{\text{сек}}{\text{м}^2}\right)^2$	0,065	0,074	0,079	0,0675	0,075	0,069	0,070
F м^2	0,43 ²	0,62	0,63	0,54	0,735	0,80	0,78

Влияние посадки и одежды водителя на сопротивление воздуха характеризуется следующими данными, полученными замером максимальной скорости: 1) при нормальной посадке (тип II) водителя, одетого в пальто, и 2) при гоночной посадке (тип III) в облегченной одежде:

Мотоцикл	Посадка II v_{max} км/час	Посадка III v_{max} км/час	Увеличение скорости %
BSA 500 см^3	106	145	36,5
Ариель 350 см^3	100	120	20
Триумф 500 см^3	128	151	18
Браф-Суп. 1000 см^3	144	164	14
Рудж 500 см^3	103	120	16,5

Лобовую площадь машины и ездока можно с достаточным приближением определить по чертежу или фотографии, придав наружным очертаниям геометрические формы (фиг. 13).

¹ Ленинградский индустриальный институт, Автотракторная лаборатория, 1937 г.

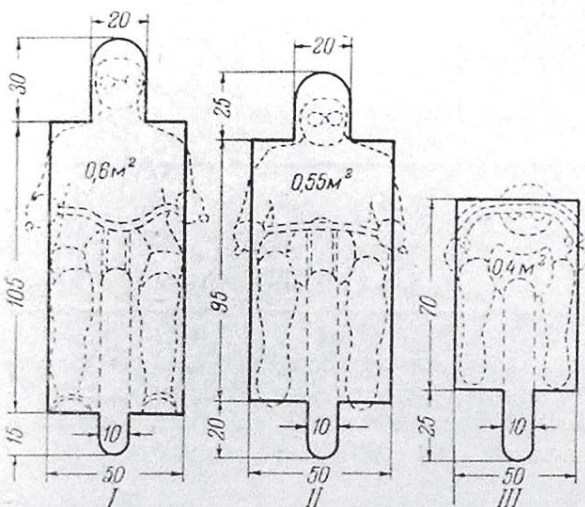
² Согнутая посадка.

Значения N_w , вычисленные по вышеприведенной формуле для разных K , v и F , даны в следующей таблице:

Таблица мощности (N_w), расходуемой на сопротивление воздуха (л. с.)

Скорость v км/час	Тип посад- ки I $K = 0,065$ $F = 0,6 \text{ м}^2$			Тип посад- ки II $K = 0,06$ $F = 0,55 \text{ м}^2$			Тип посад- ки III $K = 0,05$ $F = 0,4 \text{ м}^2$		
	Скорость v км/час	Тип посад- ки I $K = 0,065$ $F = 0,6 \text{ м}^2$	Тип посад- ки II $K = 0,06$ $F = 0,55 \text{ м}^2$	Тип посад- ки III $K = 0,05$ $F = 0,4 \text{ м}^2$	Скорость v км/час	Тип посад- ки I $K = 0,065$ $F = 0,6 \text{ м}^2$	Тип посад- ки II $K = 0,06$ $F = 0,55 \text{ м}^2$	Тип посад- ки III $K = 0,05$ $F = 0,4 \text{ м}^2$	
20	0,089	0,076	0,046	90	8,10	6,86	4,17		
30	0,301	0,254	0,154	100	11,15	9,43	5,72		
40	0,714	0,604	0,365	110	14,8	12,52	7,60		
50	1,39	1,18	0,715	120	19,3	16,3	9,88		
60	2,41	2,04	1,24	130	24,5	20,7	12,56		
70	3,82	3,23	1,96	140	30,3	25,9	15,70		
80	5,70	4,82	2,94	150	37,6	31,8	19,25		

Если значения N_w , приведенные в таблице, отложить по ординатам вверх от прямой N_f (фиг. 10), то полученная суммарная кривая $N_w + f$ выразит мощность, теряемую на сопротивление качению и сопротивление воздуха при разных скоростях движения.



Фиг. 13. Лобовые площади при разных посадках.

Обычно высшую передачу выбирают таким образом, чтобы точка A находилась за перегибом характеристики, так что соответствующее ей число оборотов на 5—10% превышает обороты при N_{max} .

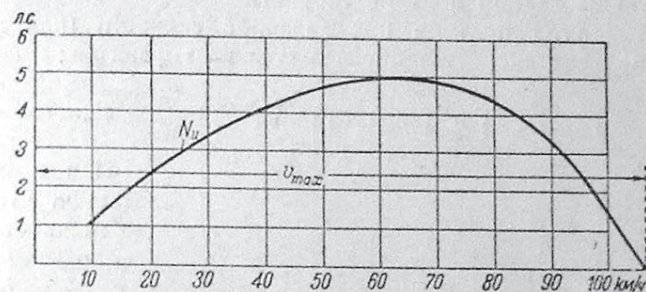
Если точка A лежит до перегиба, то для перемещения ее вправо надо увеличить передаточное отношение i или уменьшить r_k .

4. Запас мощности

Отрезки ординат между кривыми N_k и $N_w + f$ представляют собой избыточную мощность (N_n), которая может быть использована на преодоление подъемов и на ускорение движения.

Если на отдельном графике отложить значения N_n , беря их с фиг. 10, то получится кривая, характеризующая запас мощности мотоцикла в зависимости от скорости движения или оборотов двигателя (фиг. 14).

Для возможности сравнения машин разного веса и типа запас мощности относят к 1000 кг полного веса G мотоцикла с ездоком.



Фиг. 14. Запас мощности мотоцикла.

Удельный запас мощности на 1000 кг:

$$N'_u = \frac{N_u \cdot 1000}{G}$$

Удельный запас мощности современных мотоциклов нормального типа составляет 20—25 л. с.

В нижеследующей таблице приведены запасы мощности некоторых мотоциклов (см. также стр. 31).

Мотоцикл	Объем цилиндра см³	Степень сжатия	Клапаны	Литровая мощность	Запас мощности на 1000 кг (выш. перед.)
D-Rad (1927 г.) спорт.	496	5,4	Боковые	22,4	18,2
Нортон (1926 г.) норм.	490	5,0	"	17,8	19,4
Неандер (1926 г.) спорт.	496	5,8	Верхние	28,7	28,5
BSA (1928 г.) норм.	493	5,0	"	25,2	27,6
BSA (1934 г.) норм.	499	4,4	Боковые	26,4	23,0
BMW (1929 г.) спорт.	744	6,0	"	19,8	29,8
AJS (1930 г.) гоноч.	494	9,8	Верхние	55,7	62,3

Максимальные значения N'_u для машин нормального типа желательно иметь при скоростях около 40—50 км/час.

5. Мощность, расходуемая на подъеме — N_h

Если угол подъема α и скорость движения v км/час, то

$$N_h = \frac{G \cdot v \cdot \sin \alpha}{270},$$

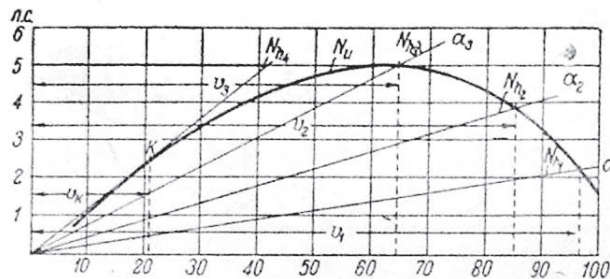
где G — полный вес машины с ездоком в кг.

Графически N_h выражается прямой линией, исходящей из начала координат.

Давая α разные значения, можно нанести на графике запаса мощности ряд прямых N_h для разных подъемов (фиг. 15).

Точки пересечения этих прямых с кривой N_u определяют возможную максимальную на данном подъеме скорость.

Возможный угол подъема при заданной скорости (или возможная на данном подъеме скорость) определяется из выражения:



Фиг. 15. Движение мотоцикла на подъемах.

Точка касания k указывает критическую скорость v_k , которая является пределом устойчивого движения на данной передаче. Например, по фиг. 15 $v_k = 21$ км/час; соответственно $N_u = 2,4$ л.с.; $\sin \alpha = \frac{270 \cdot 2,4}{220 \cdot 21} = 0,1401$; $\alpha = 8^\circ$, или $14^\circ/0$.

6. Ускорение мотоцикла

Ускорение j определяется из выражения:

$$j = \frac{2650 \cdot N_u}{\delta \cdot G \cdot v} \text{ м/сек}^2,$$

где N_u — избыточная мощность, соответствующая скорости v ; G — полный вес машины с ездоком в кг; v — скорость в км/час; δ — коэффициент, учитывающий влияние инерции вращающихся частей (колес, маховиков) на разгон машины.

Для предварительных расчетов можно принимать на высшей передаче $\delta = 1,1 - 1,12$.

На первой передаче $\delta_1 = 1,6 - 1,8$.

Для промежуточных передач значения δ можно приближенно считать пропорциональными передаточным числам в коробке скоростей.

При наличии детальных чертежей мотоцикла значения δ для всех передач могут быть вычислены из выражения:

$$\delta = 1 + \frac{A \cdot i_k^2 + B}{C},$$

где A , B и C — постоянные для данного мотоцикла величины:

$$A = J_m \cdot i_0^2 \cdot \eta_{т2}; \quad B = 2 \cdot J_k; \quad C = M r_k^2.$$

Здесь J_m — момент инерции маховиков; J_k — момент инерции колеса;

$M = \frac{G}{g}$ — масса мотоцикла с ездоком; r_k — радиус колеса; i_0 — постоянное передаточное отношение в трансмиссии на прямой передаче; i_k — передаточное число в коробке; $\eta_{т}$ — к. п. д. трансмиссии.

Момент инерции сплошного диска

$$J = \frac{m r^2}{2}, \quad \text{или} \quad J = 10^{-10} d^4 \gamma h,$$

где m — масса диска; r — радиус диска в м; d — диаметр диска в см; γ — удельный вес (для стали — 7,8; для чугуна 7,2); h — толщина диска в мм.

При вычислении J_m маховика его рассматривают как разность двух или больше сплошных дисков, смотря по конструкции, не принимая во внимание втулку.

При двух маховиках найденное значение J_m удваивается. Кроме того его надо увеличить на $\sim 10\%$ для учета инерции шестерен в коробке и сепной муфты.

Момент инерции колеса $J_k = m_1 r_1^2$, где m_1 — масса обода и шины; r_1 — средний радиус колеса в м.

Пример. Вес мотоцикла с ездоком 270 кг; размер шин $26'' \times 3,25''$; передача $i_0 = 5,3$; эскиз одного из двух стальных маховиков дан на фиг. 16.

$$J_m = 10^{-10} \cdot 204 \cdot 7,8 \cdot 30 - 10^{-10} \cdot 144 \cdot 7,8 \cdot 15 = 0,0033 \text{ кгм/сек}^2.$$

Для двух маховиков:

$$2J_m = 0,0066; \\ \text{к. п. д. добавляем } + 10\% \dots 0,00066 \\ \hline 0,0073 \text{ кгм/сек}^2.$$

Полный вес колеса $26'' \times 3,25''$ — 14,2 кг; из них на обод и шину приходится 8,11 кг, т. е. $m_1 = \frac{8,11}{9,8} = 0,83$.

Допускаем, что вся эта масса сосредоточена на среднем радиусе колеса $r_1 = 0,3$ м.

$$J_k = 0,83 \cdot 0,3^2 = 0,075 \text{ кгм/сек}^2.$$

Масса мотоцикла с водителем

$$M = \frac{270}{9,8} = 27,3 \text{ кг}; \quad r_k = 0,32; \quad \eta_{т} = 0,8.$$

$$A = 0,0073 \cdot 5,3^2 \cdot 0,8 = 0,165.$$

$$B = 2 \cdot 0,075 = 0,150.$$

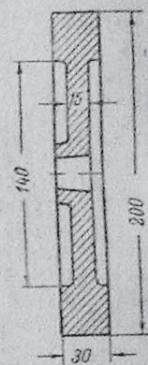
$$C = 27,3 \cdot 0,32^2 = 2,8.$$

Для высшей передачи (при $i_k = 1$):

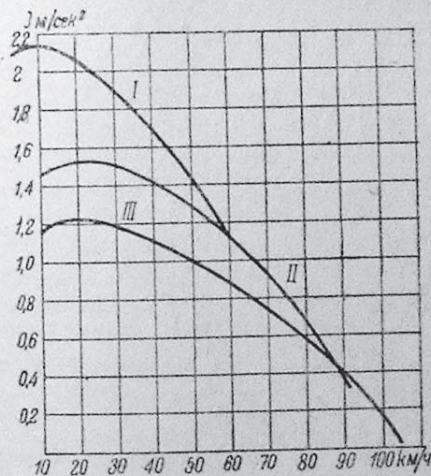
$$\delta = 1 + \frac{0,165 + 0,150}{2,8} = 1,112.$$

Для первой передачи (при $i_k = 2,98$):

$$\delta_1 = 1 + \frac{0,165 \cdot 2,98^2 + 0,150}{2,8} = 1,58.$$



Фиг. 16.



Фиг. 17. Ускорения мотоцикла.

На фиг. 17 представлены ускорения дорожного мотоцикла 500 см³ на трех различных передачах.

Моменты инерции вращающихся деталей мотоцикла и величины коэффициента δ , определенные экспериментально в лаборатории Ленинградского автодорожного института (доц. Н. А. Бухарин):

	Л-300	АМ-600
Маховик	0,00209 кгм/сек ²	—
Коленчатый вал	0,00056 "	0,00731 кгм/сек ² 1
Передняя цепь, отнесенная к ведущей звездочке	0,000097 "	0,00018 "
Муфта сцепления	0,000941 "	0,00199 "
Шестерни коробки передач (суммарно)	0,000042 "	0,00017 "
Переднее колесо	0,0709 "	0,0675 "
Заднее колесо с ведомой звездочкой и цепью	0,0746 "	0,0692 "
$\delta_{\text{высш}}$	1,117 "	1,127 "
δ_3	— "	1,187 "
δ_2	1,19 "	1,391 "
δ_1	1,531 "	1,771 "

II. ТЯГОВОЙ БАЛАНС МОТОЦИКЛА

1. Крутящий момент двигателя — M_d

Связь между эффективной мощностью двигателя N_e и крутящим моментом M_d на его валу определяется выражением:

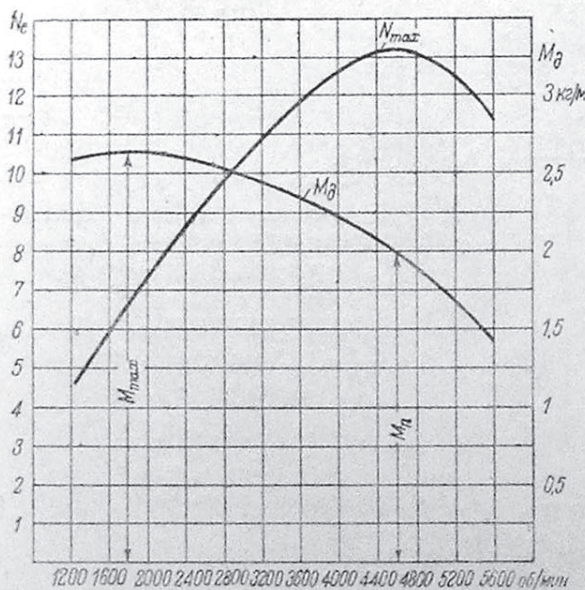
$$M_d = 716,2 \frac{N_e}{n} \text{ кгм,}$$

где n — число об/мин.

Примерный вид кривой M_d мотоциклетного двигателя представлен на фиг. 18.

Максимальный крутящий момент M_{max} не совпадает с максимальной мощностью; момент M_n , соответствующий N_{max} , всегда меньше M_{max} .

Отношение $\frac{M_{\text{max}}}{M_n}$ принято называть „коэффициентом запаса момента“ двигателя; он имеет большое значение для оценки тяговых качеств двигателя.



Фиг. 18. Изменение крутящего момента.

Для нормальных мотоциклетных двигателей он обычно около 1,3; для форсированных двигателей с крутой характеристикой 1,2—1,15.

Чем больше $\frac{M_{\text{max}}}{M_n}$, тем лучше приспособляемость двигателя к изменениям нагрузки и тем меньше приходится прибегать к переключению передач.

2. Крутящий момент, подводимый к ведущему колесу — M_k

Если коэффициент полезного действия передачи η_T и передаточное отношение i , то

$$M_k = \eta_T \cdot i \cdot M_d.$$

Эта формула дает для каждой передачи особое значение M_k .

3. Тяговое усилие, подводимое к ведущему колесу — P_k

P_k находится делением M_k на радиус ведущего колеса r_k с учетом деформации шины:

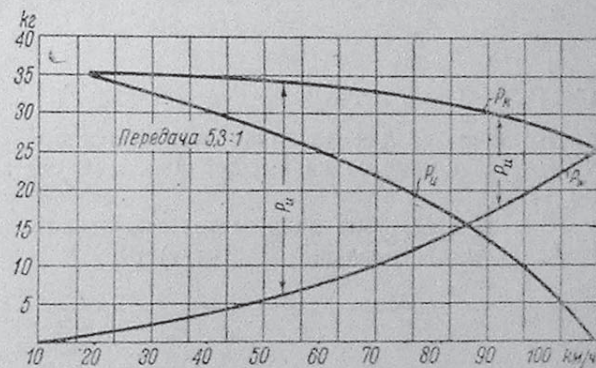
$$P_k = \frac{M_k}{r_k} = \eta_T \cdot i \cdot \frac{M_d}{r_k} \text{ кг,}$$

где r_k — в м; M_d и M_k — в кгм; P_k — в кг.

Если имеется кривая мощности на заднем колесе (N_k , фиг. 10), построенная по скорости, то силу тяги P_k можно определить, не прибегая к вычислению M_k или M_d , делением значений N_k на соответствующую скорость:

$$P_k = 270 \cdot \frac{N_k}{v}.$$

Коэффициент 270 вводится ввиду того, что скорость v выражена в км/час. Нанеся вычисленные для каждой передачи значения P_k на осях координат, получают кривые, выражающие изменение силы тяги по скорости или по оборотам. На фиг. 19 кривая P_k нанесена только для одной высшей передачи.



Фиг. 19. Тяговое усилие на заднем колесе.

4. Тяговой запас мотоцикла — P_u

Тяговым запасом, или свободной силой тяги, называется избыток силы тяги на ведущем колесе, остающийся за покрытием сопротивления воздуха (P_w), т. е. разность $P_k - P_w = P_u$ (фиг. 19).

1 Два маховика с цапфой кривошипа и вращающейся частью шатуна.

Он может быть использован на преодоление сопротивления качению, на преодоление подъема или на ускорение движения. Сопротивление воздуха определяется в зависимости от скорости из выражения:

$$P_w = \frac{K \cdot F \cdot v^2}{13} \text{ кг},$$

где v — скорость в км/час, K — коэффициент сопротивления воздуха, F — лобовая площадь мотоцикла с ездоком.

P_w может быть получено также делением чисел таблицы N_w (стр. 42) на скорость, так как

$$P_w = 270 \frac{N_w}{v}.$$

Графически тяговой запас P_u выражается отрезками ординат между кривыми P_k и P_w (фиг. 19). Наибольшей величины P_u достигает на 1-й передаче, наименьшей — на последней.

5. Динамическая характеристика мотоцикла

В целях сравнения между собой мотоциклов разного веса тяговой запас выражают в процентах по отношению к полному весу машины с ездоком G . Это отношение принято называть „динамическим фактором“ D .

Таким образом

$$D = 100 \cdot \frac{P_u}{G},$$

где P_u и G — в кг.

Величина D для мотоциклов-одиночек при скорости движения около 40 км/час по шоссе на высшей передаче составляет нормально от 10 до 15%.

Значения D_{\max} по данным дорожных испытаний мотоциклов (Ленинградский индустриальный институт):

Мотоциклы (одиночные)	Объем цилиндров в см ³	D_{\max} %			
		Передачи			
		IV	III	II	I
Л-300	293	—	10,1	14,7	—
ИЖ-7	293	—	10,3	15,5	—
DKW	342	—	10,5	—	—
BSA	499	13,8	16,4	31,5	—
BMW	399	12,3	17,2	36,0	—
AM-600	595	12,6	16,2	31,3	—
AM-600	595	12,0	18,3	30,4	—

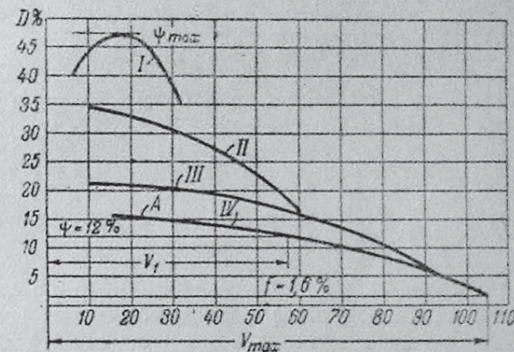
Для мотоциклов с прицепными колясками D соответственно понижается:

Мотоцикл с коляской	Объем цилиндров в см ³	D %	
		Среднее шоссе $f = 0,025$	Грунтовая дорога $f = 0,06$
Харлей-Давидсон 1931 г.	1200	10,6	7,1
„ „ 1927 г.	1200	8,7	5,2
„ „ 1931 г.	750	7,5	4,0
Индиян 1929 г.	1200	9,7	6,2
BMW 1929 г.	750	9,1	5,6
NSU 1931 г.	600	6,6	2,1
D-Rad 1926 г.	500	3,9	0,4

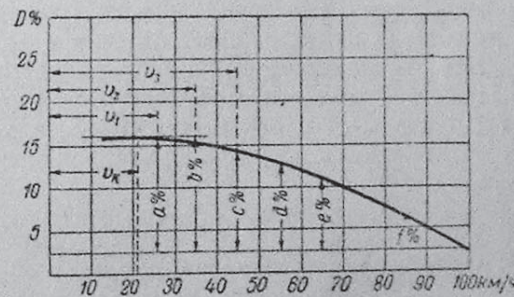
График, изображающий изменение динамического фактора D по скорости, называется динамической характеристикой мотоцикла (фиг. 20).

Динамическая характеристика позволяет решить следующие вопросы:

1. Определить скорость, которая может быть достигнута на дороге любого качества, заданного коэффициентами f или ψ (стр. 36). Для нахождения v достаточно провести горизонталь на уровне $f^0/0$ или $\psi^0/0$ (в последнем случае учитывается и подъем). Точка пересечения ее с кривой динамического фактора укажет максимальную скорость, возможную на данной дороге и данной передаче (фиг. 20).
2. Определить критическую скорость v_k (стр. 44); значение ее дает точка перегиба кривой D (на фиг. 21 $v_k = 21$ км/ч).
3. Определить подъемы, которые могут быть взяты на каждой передаче, и соответствующие скорости, если задан коэффициент сопротивления качению f . Задача решается проведением горизонтали на уровне $f^0/0$. Отрезки ординат между нею и кривой D выразят возможные на данной передаче подъемы в процентах, а соответствующие абсциссы — скорости v_1, v_2 и пр. (фиг. 21).



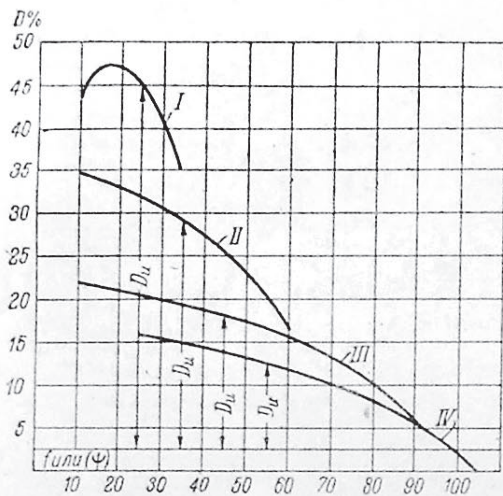
Фиг. 20. Динамическая характеристика.



Фиг. 21. Движение мотоцикла на подъемах.

Задача решается проведением горизонтали на уровне $f^0/0$. Отрезки ординат между нею и кривой D выразят возможные на данной передаче подъемы в процентах, а соответствующие абсциссы — скорости v_1, v_2 и пр. (фиг. 21).

4. Определить возможные ускорения для любой передачи и движения с заданной скоростью по дороге, оцениваемой коэффициентами ψ или f (последнее при отсутствии подъема).



Фиг. 22. К определению ускорений по динамической характеристике.

размеров и типов в отношении их ездовых качеств.

6. Предел тягового усилия на ведущем колесе

Если коэффициент сцепления покрышки с дорогой μ (стр. 38), то максимальное тяговое усилие, которое может быть использовано без буксования ведущего колеса на дороге:

$$P_{\max} \leq \mu G_c,$$

где G_c — сцепной вес мотоцикла, т. е. часть веса машины с ездом, приходящаяся на ведущее колесо и увеличенная на $\sim 15\%$ вследствие перемещения нагрузки при движении с переднего колеса на заднее.

Для большинства дорог в сухом состоянии $\mu = 0,6-0,7$. При этих значениях μ предельное значение P_{\max} нередко достигается у мотоциклов на 1-й и даже 2-й передачах, ввиду незначительного G_c , т. е. колесо начинает буксовать раньше, чем используется весь запас тяги на этих передачах.

7. Время разгона мотоцикла

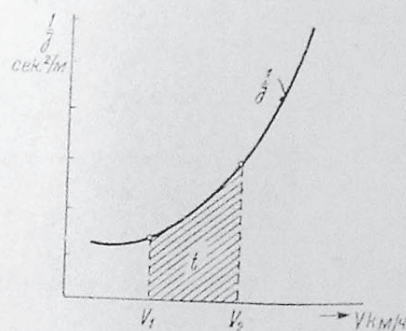
Определив значения ускорения j для разных скоростей движения (фиг. 17), можно найти время, потребное на разгон машины со скорости v_1 до скорости v_2 . Если происходит увеличение скорости с v_1 до v_2 с ускорением j , то время разгона

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

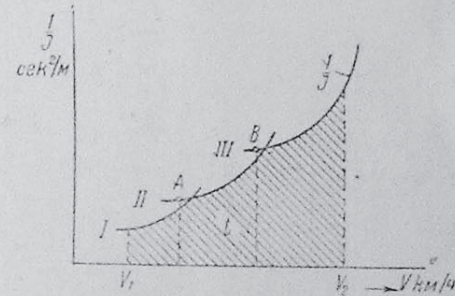
т. е. время разгона представляет собой произведение приращения скорости на величину, обратную ускорению.

Графически оно может быть выражено площадью прямоугольника, у которого одна сторона равна $v_2 - v_1$, а другая $\frac{1}{j}$.

Отсюда — следующий способ графического определения времени разгона: строят кривую величины $\frac{1}{j}$, обратной ускорению (фиг. 23).



Фиг. 23. К определению времени разгона мотоцикла.



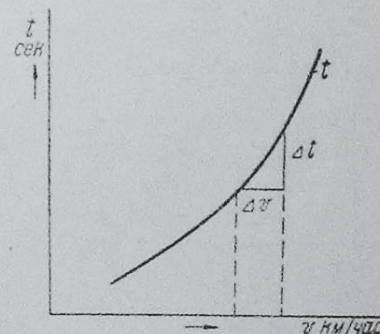
Фиг. 24. К определению времени разгона мотоцикла с переключением передач.

Площадь, заключенная между этой кривой, осью абсцисс и ординатами v_1 и v_2 , выражает в определенном масштабе время, потребное для разгона от v_1 до v_2 .

Площадь определяется планиметрированием или разбивкой на достаточно большое число трапеций и умножается на масштаб времени.

Масштаб для определения времени: если по оси ординат $1 \text{ мм} = a \text{ сек}^2/\text{м}$, и по оси абсцисс $1 \text{ мм} = b \text{ км/час}$, то площадь $1 \text{ мм}^2 = \frac{ab}{3,6} \text{ сек}$ и $t = F \cdot \frac{ab}{3,6} \text{ сек}$.

Примечание. v_2 нельзя брать равным v_{\max} , так как при v_{\max} ускорение $j=0$ и $\frac{1}{j} = \infty$. Крайним значением для v_2 следует считать не более $0,95 v_{\max}$.



Фиг. 25. Кривая времени разгона.

Если разгон от v_1 до v_2 производится с последовательным переключением передач, то для определения времени t строят кривые $\frac{1}{j}$ для каждой передачи (фиг. 24) и берут всю площадь, ограниченную этими кривыми, осью абсцисс и ординатами v_1 и v_2 .

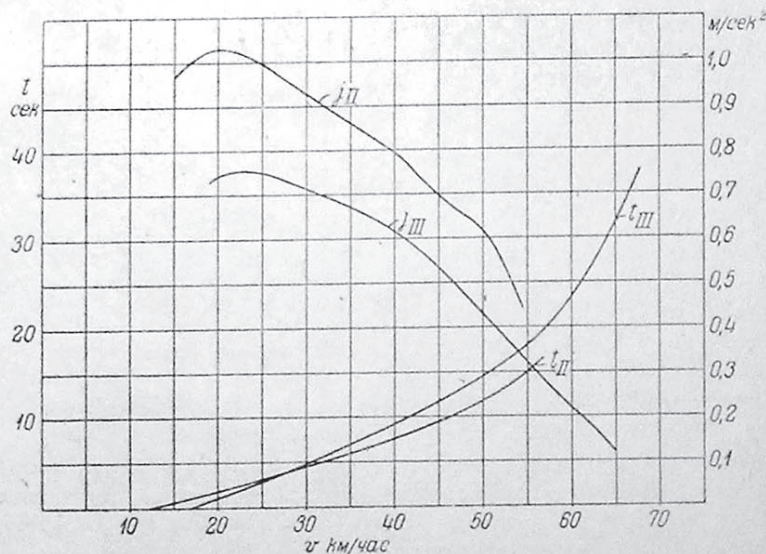
Точки A и B на фиг. 24 соответствуют моментам переключения передач.

Экспериментальное измерение времени разгона и ускорений может быть произведено при помощи самопишущих приборов, регистрирующих взаимную связь трех элементов движения: „путь — время — скорость“

(например, системы „Original Brühn“). На основании записи прибора строится кривая времени разгона $t=f(v)$ (рис. 25).

Графическое дифференцирование кривой разгона дает величину j для любого интервала скоростей:

$$j = \frac{\Delta v}{3,6 \cdot \Delta t} \text{ м/сек}^2.$$



Фиг. 26. Кривые разгона и ускорений мотоцикла Л-300.

На фиг. 26 воспроизведены полученные экспериментально кривые разгона мотоцикла Л-300 на III и II передачах и ускорения, найденные дифференцированием этих кривых.

Результаты испытаний мотоциклов на разгон см. стр. 59—61.

8. Путь разгона мотоцикла

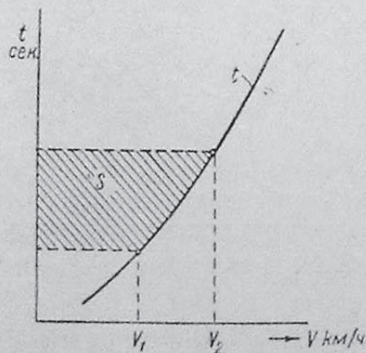
Для определения пути разгона мотоцикла (s) строят предварительно кривую времени разгона по скорости (фиг. 27).

Путь разгона со скорости v_1 до v_2 определяется как площадь, ограниченная кривой времени и осью ординат.

Масштаб для определения пути: если по оси ординат $1 \text{ мм} = a \text{ сек}$, по оси абсцисс $1 \text{ мм} = b \text{ км/час}$, то площадь

$$1 \text{ мм}^2 = \frac{ab}{3,6} \text{ м} \text{ и } s = F \cdot \frac{ab}{3,6} \text{ м}.$$

Экспериментальное измерение пути разгона может быть произведено при помощи самопишущих приборов, фиксирующих „путь — время — скорость“.



Фиг. 27. К определению пути разгона мотоцикла.

III. ДВИЖЕНИЕ МОТОЦИКЛА ПО КРИВОЙ

1. Условие равновесия мотоцикла на повороте

Так как мотоцикл является одноколейным транспортным устройством, то для сохранения равновесия на повороте необходимо, чтобы равнодействующая силы веса и центробежной силы пересекала линию, соединяющую точки касания колес и дороги (фиг. 28).

Угол наклона машины φ определяется выражением

$$\text{tg } \varphi = \frac{G}{F}.$$

Обозначая: F — центробежную силу в кг; G — вес машины с ездоком в кг; r — радиус поворота в м; g — ускорение силы тяжести, равное $9,81 \text{ м/сек}^2$; v — скорость в м/сек ($v \text{ м/сек} = v \text{ км/час} : 3,6$), имеем:

$$F = \frac{G \cdot v^2}{g \cdot r}.$$

Следовательно,

$$\text{tg } \varphi = \frac{G}{F} = \frac{gr}{v^2}$$

не зависит от веса машины и положения центра тяжести, а только от радиуса поворота и скорости.

Предельное значение угла φ , при котором начинается боковое скольжение колеса, определяется равенством

$$\text{tg } \varphi = \frac{1}{\mu},$$

где μ — коэффициент сцепления шины с дорогой.

При расчетах, относящихся к боковому скольжению колес, значения μ , приведенные в таблице (стр. 38), надо уменьшать на $20-25\%$.

Объединяя предыдущие два равенства, получаем следующую зависимость между r и v :

$$\frac{gr}{v^2} = \frac{1}{\mu}.$$

Отсюда: минимальный радиус поворота при данной скорости

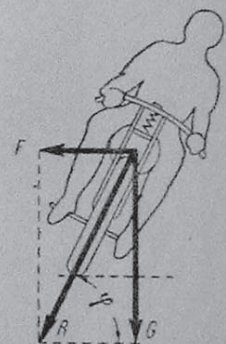
$$r = \frac{v^2}{\mu g}.$$

Максимальная скорость, возможная на повороте при данном радиусе r :

$$v = \sqrt{\mu rg}.$$

2. Угол поворота переднего колеса

На фиг. 29 β — угол поворота переднего колеса; A — база мотоцикла; r — радиус поворота.



Фиг. 28. Наклон мотоцикла на повороте.

Так как $\angle \beta = \angle C$, то

$$\sin \beta = \frac{A}{r}.$$

Отсюда видно, что с увеличением базы, т. е. удлинением мотоцикла, величина угла β возрастает (при одном и том же радиусе поворота).

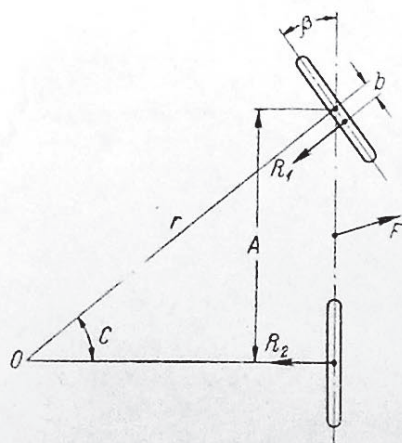
Пример. При повороте рулевого колеса на $\angle \beta = 10^\circ$ мотоцикл с короткой базой $A = 1,27$ м описывает дугу радиусом

$$r = \frac{A}{\sin \beta} = \frac{1,27}{0,173} = 7,35 \text{ м.}$$

Мотоцикл с длинной базой $A' = 1,54$ м описывает дугу радиусом

$$r' = \frac{A'}{\sin \beta} = \frac{1,54}{0,173} = 8,9 \text{ м.}$$

Ввиду наклонного положения передней вилки и наличия вылета база мотоцикла несколько изменяется при повороте переднего колеса. Величина этих изменений при тех значениях $\angle \beta$, которые имеют место на практике, не превосходит 2—3 мм, что не оказывает влияния на устойчивость мотоцикла.



Фиг. 29.

3. Влияние жирокопических сил на устойчивость мотоцикла

1. При отклонении мотоцикла на угол φ_1 от вертикальной плоскости сила веса, приложенная в центре тяжести, создает опрокидывающий момент, стремящийся повалить машину:

$$M_0 = G \cdot h \sin \varphi_1, \quad (1)$$

где G — вес мотоцикла с водителем и h — высота общего ц. т. мотоцикла с водителем.

Этому опрокидывающему моменту противодействует жирокопический эффект колес, маховиков и других деталей, вращение которых происходит в плоскостях, параллельных продольной плоскости мотоцикла (муфта сцепления, шестерни). Обозначим угловую скорость вращения колес вокруг своих осей через ω , маховиков — через ω_1 .

Тогда для отклонения их от вертикальной плоскости с угловой скоростью $\frac{d\varphi_1}{dt}$ требуется приложить момент

$$M_{ж} = (I_k \cdot \omega + I_m \cdot \omega_1) \frac{d\varphi_1}{dt}, \quad (2)$$

где I_k — момент инерции колес и I_m — момент инерции маховиков.

В числовом выражении указанные моменты при малых углах отклонения $\varphi_1 = 2-3^\circ$, имеющих место при движении мотоцикла по прямой, могут иметь следующие значения. Для среднего мотоцикла можно при-

нять: $G = 220$ кг; $h = 0,55$ м; $I_k = 0,150$ кгм/сек² (для двух колес размером $26 \times 3,25''$), $I_m = 0,003$ кгм/сек² (для двух маховиков).

При скорости движения $v = 60$ км/час, радиусе колеса $r_k = 0,32$ м и передаче 5:1 число оборотов колеса $n = 500$ об/мин., число оборотов маховиков $n_1 = 2500$ об/мин.

При этих данных угловые скорости:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 500}{30} = 52 \text{ сек}^{-1},$$

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 2500}{30} = 262 \text{ сек}^{-1}.$$

Для определения $\frac{d\varphi_1}{dt}$ можно допустить, что отклонения мотоцикла от вертикальной плоскости происходят по закону маятника, т. е.

$$t = \frac{T}{2} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{h}{g}} = \frac{3,14}{2} \cdot \sqrt{\frac{0,55}{9,81}} = 0,372 \text{ сек.}$$

Выражая $\varphi = 3^\circ$ в радианах, получим:

$$\frac{d\varphi_1}{dt} = \frac{3}{0,372} \cdot \frac{\pi}{180} = 0,141 \text{ сек}^{-1}.$$

По уравнению (2) жирокопический момент

$$M_{ж} = (0,150 \cdot 52 + 0,003 \cdot 262) \cdot 0,141 = 1,21 \text{ кгм.}$$

Опрокидывающий же момент по уравнению (1) при $\varphi_1 = 3^\circ$

$$M_0 = 220 \cdot 0,55 \cdot 0,0523 = 6,32 \text{ кгм.}$$

Таким образом влияние жирокопического эффекта на равновесие машины довольно значительно, уменьшая M_0 на 19% при $v = 60$ км/час. С возрастанием скорости влияние жирокопического эффекта увеличивается прямо пропорционально скорости, например, при $v = 100$ км/час

$$M_{ж} = \frac{1,21 \cdot 100}{60} = 2,02 \text{ кгм, т. е. } 32\% \text{ от } M_0.$$

С изменением угла φ_1 в пределах до 3° относительное значение жирокопического эффекта при одной и той же скорости остается приблизительно постоянным.

2. Жирокопический эффект переднего колеса способствует стабилизации управления. Складываясь с моментом, обусловленным реакцией между дорогой и колесом при повороте, он стремится удерживать колесо в нейтральной плоскости.

На фиг. 29 представлена схема поворота мотоцикла вокруг некоторого центра O при отклонении переднего колеса на угол β от нейтральной плоскости. Центробежная сила F вызывает реакции R_1 и R_2 между колесами и дорогой. Реакция R_1 , будучи приложена на плече b , равном вылету колеса, создает момент

$$M_R = b \cdot R_1,$$

стремящийся вернуть колесо в нейтральную плоскость.

Таким же образом действует и гироскопический момент переднего колеса

$$M_{ж}' = I_{к}' \omega \omega_2 = \frac{I_{к}' \cdot v^2}{r_{к} \cdot r}, \quad (3)$$

где $\omega = \frac{v}{r_{к}}$ — угловая скорость вращения колеса вокруг своей оси; $\omega_2 = \frac{v}{r}$ — угловая скорость поворота колеса вокруг оси передней вилки, v — скорость движения в м/сек.

В числовом выражении, применительно к среднему мотоциклу, моменты $M_{ж}'$ и M_R могут иметь следующие значения.

Пусть: вылет колеса $b = 0,05$ м; скорость движения равна 60 км/час, т. е. $v = 16,7$ м/сек; коэффициент сцепления $\mu = 0,45$; остальные данные те же, что и выше. При этих условиях минимальный радиус поворота

$$r_{\min} = \frac{v^2}{\mu g} = \frac{16,7^2}{0,45 \cdot 9,81} = 63 \text{ м.}$$

По уравнению (3) гироскопический момент переднего колеса

$$M_{ж}' = \frac{0,075 \cdot 16,7^2}{0,32 \cdot 63} = 1,03 \text{ кгм.}$$

Из уравнения (3) следует, что с возрастанием скорости при неизменном r гироскопический момент растет пропорционально квадрату скорости. Надо, однако, иметь в виду, что в реальных условиях величины v и r связаны одна с другой, причем с увеличением v возможный радиус поворота r также возрастает пропорционально квадрату скорости, следовательно, $M_{ж}'$ остается неизменным. Например, при скорости $v = 100$ км/час и том же коэффициенте сцепления $r_{\min} = 176$ м и $M_{ж}' = 1,03$ кгм, как и при скорости 60 км/час.

Центробежная сила на повороте

$$F = \frac{220 \cdot 16,7^2}{9,81 \cdot 60} = 104 \text{ кг.}$$

Для переднего колеса можно принять

$$R_1 = 0,45 \cdot F = 0,45 \cdot 104 = 47 \text{ кг.}$$

Следовательно, $M_R = 47 \cdot 0,05 = 2,34$ кгм.

Сравнивая $M_{ж}'$ и M_R , находим, что $M_{ж}' = 44\%$ от M_R , откуда видно значительное влияние гироскопического эффекта на стабилизацию переднего колеса.

4. Мотоцикл с коляской

Устойчивость на повороте мотоцикла с коляской зависит: 1) от положения общего центра тяжести системы и 2) от направления, в котором совершается поворот.

При повороте в сторону коляски

$$F = \frac{Gv^2}{rg}$$

Опрокидывающий момент

$$M_0 = F \cdot h.$$

Стабилизирующий момент

$$M_c = G \cdot c.$$

При повороте в сторону, противоположную коляске:

Опрокидывающий момент

$$M_0 = F \cdot h.$$

Стабилизирующий момент

$$M_c' = G \cdot d.$$

Так как всегда $c < d$, то и $M_c < M_c'$, т. е. в первом случае опрокидывание произойдет при меньшей F , что равносильно меньшей скорости движения и менее крутому повороту. С понижением центра тяжести, т. е. уменьшением h , опрокидывающий момент уменьшается.

Пример (рис. 30). Вес мотоцикла с водителем $G_1 = 230$ кг; вес коляски с седоком $G_2 = 60 + 70 = 130$ кг; $G = 360$ кг; ширина колеи $b = 1,10$ м, причем $c = 0,29$ м и $d = 0,81$ м; высота центра тяжести $h = 0,6$ м. При скорости движения 45 км/час, т. е. $v = 12,5$ м/сек, и радиусе поворота 30 м

$$F = \frac{360 \cdot 12,5^2}{30 \cdot 9,81} = 190 \text{ кг.}$$

Опрокидывающий момент

$$M_0 = Fh = 190 \cdot 0,6 = 114 \text{ кгм.}$$

Стабилизирующий момент при повороте в сторону

$$M_c = G \cdot c = 360 \cdot 0,29 = 105 \text{ кгм,}$$

при повороте в противоположную сторону

$$M_c' = G \cdot d = 360 \cdot 0,81 = 292 \text{ кгм,}$$

т. е. в первом случае машина опрокидывается, а во втором случае поворот вполне возможен.

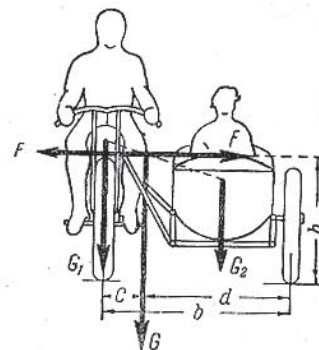
IV. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ДАННЫЕ ПО ДИНАМИКЕ МОТОЦИКЛА

Максимальная скорость современных мотоциклов

Спортивные достижения следует рассматривать как отражение развития мотоциклетной техники. Рекорды скорости характеризуют динамику мотоцикла и его надежность в работе, имея в виду рекорды на больших дистанциях.

Абсолютный рекорд скорости (на 1940 г.) принадлежит мотоциклу BMW 500 см³, развившему скорость 279,5 км/час на дистанции 1 км (при старте с хода). Максимальные скорости по отдельным категориям, утвержденным Интернациональной федерацией мотоциклетных клубов, приведены в следующей таблице (стр. 58).

Классический часовой рекорд для класса 500 см³ установлен на мотоцикле Джилера (гонщик П. Таруффи), покрывшем в течение часа



Фиг. 30.

Мировые рекорды на дистанции 1 км

Обозначение класса	Объем цил. см ³	Год	Старт	Фирма мотоцикла	Время сек	Скорость км/час	Водитель
4	125	1935	С хода	Нью-Империал То же	31,91	112,82	Х. Р. Неш
			С места		41,375	87,01	
6	175	1937	С хода	DKW То же	21,92	164,23	В. Винклер
			С места		29,54	121,86	
A	250	1937	С хода	DKW То же	19,65	183,20	Э. Клуге
			С места		27,93	128,87	
B	350	1936	С хода	М. М. DKW (250)	19,35	186,04	Бонацци
			С места		27,93	128,87	
C	500	1937	С хода	BMW Джилера	12,88	279,5	Э. Хенне
			С места		24,06	149,62	
D	750	1937	С хода	BMW (500) То же	12,88	279,5	Э. Хенне
			С места		23,75	151,58	
E	1000	1937	С хода	BMW (500) Браф-Сюпериор	12,88	279,5	Э. Хенне
			С места		22,615	159,18	
B/S с коляской	350	1929	С хода	AJS Санбим	24,66	145,99	А. Девли
			С места		35,88	100,33	
F с коляской	600	1932	С хода	BMW (500) То же	19,635	183,35	Э. Хенне
			С места		29,48	122,12	
G с коляской	1000	1937	С хода	Браф-Сюпериор То же	16,315	220,65	Э. Фернихо
			С места		27,79	129,54	

195,1 км. В классе 350 см³ наибольшее расстояние в один час было пройдено на мотоцикле Нортон (гонщик Дж. Гезри) — 173 км.

С практической точки зрения большое значение имеют средние скорости, достигнутые во время шоссейных гонок по замкнутым маршрутам с большим количеством поворотов, подъемов и спусков. Шоссейные гонки, помимо скорости, выявляют и другие качества мотоцикла, как, например, его поворотливость, время и путь разгона, эффективность торможения и т. д.

В таблице на стр. 62 даны результаты интернациональной гонки Турист-Трофи за последние годы. Эта гонка проводится по замкнутому кругу длиной 60,7 км. Полная дистанция — 7 кругов — 425 км.

Средние скорости для трековых гонок значительно выше, чем для дорожных. В качестве примера можно указать на гонку по треку Авус, в которой лучший результат показал мотоцикл BMW 500 см³, прошедший дистанцию 96,9 км со средней скоростью 188 км/час (водитель О. Лей).

Результаты дорожных испытаний мотоциклов, полученные Автотракторной лабораторией Ленинградского индустриального института (сентябрь 1937 г.)

Мотоцикл	Передачи	v _{max} км/час	v _{min} км/час	Расход топлива на q _{min} г/км	q при v _{max} г/км	Пре- дель- ный подъем %	v на пре- дельном подъеме км/час	Ускоре- ние 1/сек ²	Удельная сила тяги Р _{уд} при v _{max} , г/см ²	Максим. удельн. сила тяги Р _{уд} max, г/см ²	в соотв. Р _{уд} max	Время разгона от 20 до 60 км/час сек	Тормозной путь с 60 км/час
Л-300 Вес 211,5 кг (84,6/125,9)	I 18,78	25	7,5	46,5	—	32,8	9,0	1,02	11,8	15,6	—	9 (до 50 км)	—
	II 9,6	50	15	26,5	—	13,8	21,0	0,751	6,5	11,3	—	12,0	—
	III 6,0	69	17,5	20,5	36,5	9,5	27,5	—	—	—	—	25,0	—
ИЖ-7 Вес 200,3 кг (83,1/117,2)	I 18,78	33,5	8,5	43,5	—	37,7	9,8	1,562	13,0	20,1	—	8,5 (до 50 км)	—
	II 9,6	52	12	27,3	—	18,4	22,0	0,816	8,2	12,4	—	19,0	—
	III 6	70	15,8	21,0	38,5	10,5	27,5	—	—	—	—	29,0	—
DKW-350 Вес 216,8 кг (83,9/132,4)	I 13,9	36,0	12	—	—	25,1	41,2	1,8	—	—	—	—	—
	II 7,6	60	13,5	—	—	17,6	50	1,0	—	19,0	—	—	—
	III 5,27	86	13,35	19,0	54,4	17,7	—	—	—	—	—	10,8	—
B-A-500 Мод. W-34-7 Вес 231,8 кг (96,7/135,1)	I 17,6	40	—	71	—	31,2	22,5	—	21,5	33,0	—	7,5 (до 50 км)	—
	II 12,1	64	—	35,5	—	18,1	40,0	1,265	14,1	19,8	—	10,2	—
	III 7,8	90	30,0	32,0	52,5	16,8	50,0	1,25	17,3	19,0	—	11,5 (от 30-70)	—
	IV 5,9	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
BMW-400 Мод. R-4, в/к. Вес 232,8 кг (97,8/134)	I 16,4	—	—	—	—	—	—	—	10,4	36,0	—	6,8	—
	II 11,2	45	17	—	—	37,0	20	2,2	12,1	23,2	—	20-50 км	—
	III 6,9	80	23	—	—	21,6	30	1,77	15,0	17,0	—	7,8	—
AM-600 Вес 269,6 кг (112,8/156,8)	IV 5,12	103	33	—	—	11,0	60	1,07	15,0	17,0	—	25-65 км	—
	I 17,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	12,5	—
	II 10,6	32	13	68,0	—	26,8	—	—	18	32,0	—	35-75 км	—
	III 6,5	54	15	48,0	—	17,4	—	—	15,0	19,2	—	—	—
AM-600 Вес 272,8 кг (114,1/158,7)	IV 4,9	80	17	32,0	58	14,2	37,5	0,923	13,5	18,9	—	13,0	—
	I 17,6	28	12,5	32,0	—	29,9	—	—	—	—	—	—	—
	II 11,97	52	17,5	30,2	—	18,7	—	—	14,0	18,4	—	—	—
	VI 5,9	72	17,5	29,0	—	13,7	37,8	0,98	10,6	15,6	—	—	—
												12,5	31,0

Примечание. Испытанию подвергались серийные мотоциклы без специальной регулировки карбюратора. Вес указан с полной заправкой и водителем; в скобках дано распределение веса на переднюю и заднюю ось. Расход топлива для двухтактных мотоциклов Л-300, ИЖ-7 и DKW указан с вычетом примеси масла.

Результаты дорожных испытаний мотоциклов 1937—1938 г. по английским источникам

Мотоцикл	Передачи	v_{max} км/час	Число об/мин. при v_{max}	v_{min} км/час	Число об/мин. при v_{min}	Число об/мин. при разгоне с места на дистанции (400 м) км/час	Время разгона с места до v_{max} сек	Торможение со скорости 48 км/час (30 миль/час)		Средний расход топлива л/100 км
								Путь торможения м	Состояние дороги	
Ариель 249 см ³ Мод. OG в/к ε = 6	I	49,8	7050	—	—	—	5 ¹ / ₅	Оба торм.	8,7	Асфальт сухой 4,4
	II	74,0	6900	—	—	59,5	9 ¹ / ₅	Передн. торм.	14,5	
	III	94,5	6420	—	—	—	16 ¹ / ₅	Задн. торм.	17,0	
	IV	107,5	5720	—	—	—	39 ¹ / ₅	—	—	
Санбим 246 см ³ Мод. Sports в/к ε = 7 ¹ / ₂ ; вес 135 кг	I	—	—	—	—	—	—	Оба торм.	10,4	Бетон сухой 3,9
	II	72,4	6000	—	—	—	12,0	Передн. торм.	12,2	
	III	86,6	5840	—	—	58,8	19 ² / ₅	Задн. торм.	13,4	
	IV	109,0	5720	28	1480	—	48	—	—	
Франкис-Барнет 249 см ³ 2-тактн. двиг. Вальерс Мод. H-45	I	—	—	—	—	—	—	Оба торм.	—	Гудрон сухой (за вычетом гри-том при-меси масла) 3,75
	II	59,5	5010	—	—	—	13 ³ / ₅	Передн. торм.	13	
	III	77,0	4940	—	—	50,5	27	Задн. торм.	17,2	
	IV	93,0	4420	23	1140	—	47 ¹ / ₅	—	16,5	
Нортон 348 см ³ Мод. 50, в/к Вес 155 кг	I	46,6	5960	—	—	—	4 ⁴ / ₅	Оба торм.	10,1	Бетон сухой 4,3
	II	74,0	5620	—	—	66,0	9 ⁴ / ₅	Передн. торм.	11,1	
	III	94,5	4920	17	890	—	17 ² / ₅	Задн. торм.	13,5	
	IV	109,2	4690	28	1200	—	32 ¹ / ₅	—	—	
Филон и Мур 348 см ³ Мод. RP, в/к Вес 120 кг	I	54,5	6450	8,05	960	—	5 ⁴ / ₅	Оба торм.	10,7	Бетон сырой 3,2.
	II	86,5	6280	19,3	1400	—	13 ⁴ / ₅	Передн. торм.	12,2	
	III	119,0	5340	32,0	1430	60,8	45	Задн. торм.	12,5	
	IV	—	—	—	—	—	—	—	18,3	
Велосет 348 см ³ Мод. KTS, в/к ε = 7 ¹ / ₂	I	—	—	—	—	—	—	Оба торм.	9,5	Гудрон сухой 3,75
	II	90	6470	12,9	930	—	14 ² / ₅	Передн. торм.	12,2	
	III	112	6150	24,0	1320	73,5	24	Задн. торм.	18,3	
	IV	125	5670	33,6	1340	—	35 ¹ / ₅	—	—	
BSA 496 см ³ Мод M-24 (Gold Star) Вес 143 кг	I	—	—	—	—	—	—	Оба торм.	8,6	Гудрон сухой 4,6
	II	77,0	6300	—	—	82,5	7 ³ / ₅	Передн. торм.	10,25	
	III	115,8	6100	—	—	—	15	Задн. торм.	16	
	IV	148,0	5900	—	—	—	39 ¹ / ₅	—	—	
Рудж 495 см ³ Мод Special, 4 клп. ε = 5,7	I	—	—	—	—	—	—	Оба тормоза, соединенные	8,7	Гудрон сухой 4,4
	II	80	5110	—	—	73	10 ³ / ₅	—	—	
	III	103	5020	—	—	—	21 ¹ / ₅	—	—	
	IV	120	4750	—	—	—	35 ³ / ₅	—	—	
Триумф 497 см ³ Мод Tiger 90, в/к ε = 7,08; N _e = 28,3 при 5800 об/мин. Вес 165 кг	I	—	—	—	—	—	—	Задн. торм.	13,4	Бетон сырой 3,7
	II	86,8	6000	—	—	96	с 32 до 80 км/час 6 ¹ / ₅	—	—	
	III	109,2	5220	—	—	—	9 ² / ₅	—	—	
	IV	130,4	5180	22,4	890	—	13	—	—	
Левис 498 см ³ Мод. LD-37, в/к	I	51,5	5510	—	—	—	10 ² / ₅	Оба торм.	12,8	Бетон сырой 4,4 (за вычетом примеси масла) 4,3
	II	77,0	5430	—	—	72,3	13 ³ / ₅	Передн. торм.	14,9	
	III	94,5	4840	—	—	—	20 ¹ / ₅	Задн. торм.	17,1	
	IV	116,0	4290	—	—	—	40 ¹ / ₅	—	—	
BMW 494 см ³ Мод. R-5, 2-цил., в/к	I	—	—	—	—	—	—	Оба торм.	8,7	Бетон сухой 4,0
	II	99	7100	—	—	82	9	Передн. торм.	12,3	
	III	130	7000	—	—	—	21 ¹ / ₅	Задн. торм.	14,4	
	VI	148	6000	—	—	—	32 ¹ / ₅	—	—	
DKW 490 см ³ Мод. SB, 2-цил., 2-тактн.	I	61	5700	—	—	—	6	Оба торм.	12,4	Бетон сухой 4,4 (за вычетом примеси масла) 4,3
	II	96,5	5000	—	—	68,5	14 ¹ / ₅	Передн. торм.	22,2	
	III	115	4100	—	—	—	32	Задн. торм.	21,0	
	IV	—	—	—	—	—	—	—	—	
AJW 490 см ³ с коляской Двиг. JAP 1-цил., в/к	I	—	—	—	—	—	—	Оба торм.	16,9	Бетон сырой 4,3
	II	64,2	4960	—	—	56,4	14	Передн. торм.	21,0	
	III	78,8	4380	—	—	—	25	Задн. торм.	22,3	
	IV	88,5	3820	—	—	—	39	—	—	
BSA 591 см ³ с коляской 1-цил. 6/к	I	—	—	—	—	—	—	Оба торм.	12,0	Гудрон сырой 5,8
	II	51,5	4280	—	—	56	9	Передн. торм.	14,5	
	III	77,0	4040	16	920	—	20 ³ / ₅	Задн. торм.	22	
	IV	86,5	3460	21	850	—	34 ³ / ₅	—	—	
Браф-Супериор 999 см ³ Мод. SS-100 2-цил., в/к	I	—	—	—	—	—	—	Оба торм.	11,7	Гудрон сухой 5,8
	II	116	6000	—	—	90	14 ⁴ / ₅	Передн. торм.	14,8	
	III	145	4900	17,7	600	—	29 ³ / ₅	Задн. торм.	17,7	
	IV	164	4500	19,3	530	—	52 ² / ₅	—	—	

Результаты испытаний серийных германских мотоциклов (ATZ, 1940, Н-8)

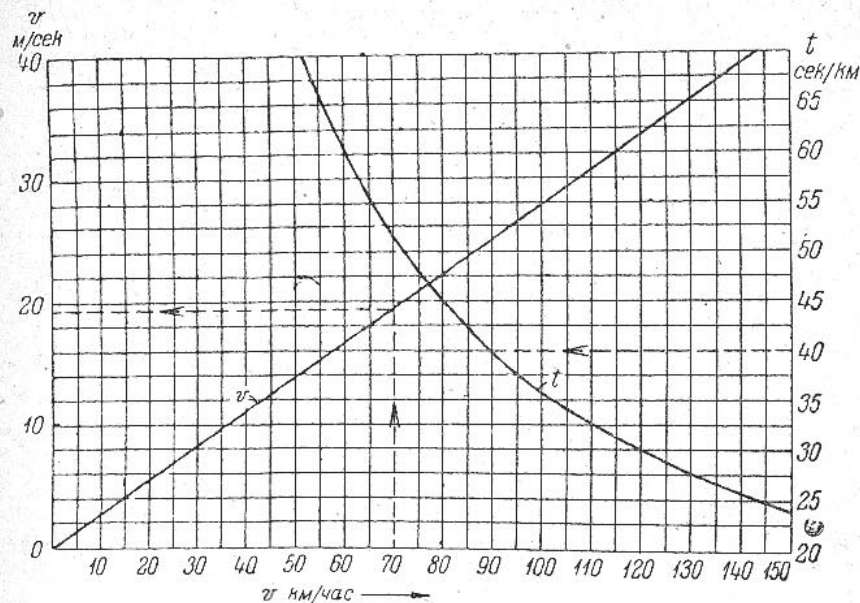
№	Фирма	Марка	V_h $см^3$	л. с.	Тип двигателя	Вес с полной нагрузкой		Число передач	Выш. передача	Время разгона на выш. перед. с 30 до 60 км/ч	v_{max} (норм. посадка)	Расход горючего ¹
						кг	кг					
1	DKW	RT 3 PS	100	3	2-такт.	59	19,6	3	8,40	24	66	2,1
2	Арди	S 125	125	4,4	2	72	16,3	3	9,20	13	73	1,8
3	Геркулес	S 125	125	3,5	2	78	22,3	3	7,45	20	66	2,0
4	Триумф	B 125	125	4,2	2	80	19	3	7,45	15	73	2,8
5	Виктория	KR 12 N	125	4,0	2	76	19	3	7,10	23	69	1,9
Среднее:						73	19,3	—	—	19	69	2,1
6	Арди	RBZ 250	250	9,5	2-такт.	121	12,7	4	6,26	10,5	104	2,6
7	DKW	NZ 250	250	9	2	143	15,8	4	5,20	14	93	3,8
8	Триумф	BD 250	250	12	2	147	12,2	4	5,07	14	102	2,6
9	Виктория	KR 250	250	9	2	128	14,2	4	5,82	11	93	2,6
10	BMW	R 23	250	10	в/клап.	135	13,5	3	6,85	11	88	4,2
11	NSU	251 OSL	250	10,5	в/клап.	140	13,3	4	6,42	12	92	4,0
Среднее:						136	13,6	—	—	12,3	96	3,3
12	DKW	NZ 350	350	11,5	2-такт.	155	13,5	4	4,32	11	102	3,8
13	Пух	350 GS	350	14	2	166	11,8	4	4,27	14,5	108	3,2
14	Виктория	KR 35 SN	350	18	в/клап.	145	8,2	4	5,32	10	115	2,6
15	Цюндап	DS 350	350	17,5	в/клап.	160	9,1	4	5,2	11,5	112	3,4
Среднее:						156	10,6	—	—	11,8	109	3,25
16	BMW	R 51	500	24	в/клап.	170	7,1	4	5,06	7	125	4,0
17	BMW	R 71	750	22	б/клап.	190	8,6	4	4,68	9	132	3,75

Средние скорости в гонке Турист-Трофи (Т. Т.)

Год	Класс	Фирма мотоцикла	Средняя скорость км/час	Водитель
1936	250 $см^3$	Нью-Империл	119,8	А. Р. Фостер
	350 $см^3$	Нортон	129,0	Ф. Л. Фрис
	500 $см^3$	Нортон	138,2	Дж. Гезри
1937	250 $см^3$	Гуцци	120,5	О. Тенни
	350 $см^3$	Нортон	136,0	Дж. Гезри
	500 $см^3$	Нортон	142,0	Ф. Л. Фрис
1939	250 $см^3$	Бенелли	119,3	Е. Меллорс
	350 $см^3$	Велосет	133,8	Ст. Вудс
	500 $см^3$	BMW	143,6	Мейер

¹ Расход горючего определялся на мерном километре (среднее из двух заездов) при постоянной скорости: для мотоциклов №№ 1—5 — 50 км/час, для остальных — 70 км/час.

На фиг. 31 приведена номограмма для пересчета скорости, выраженной в км/час, в м/сек и для определения v по времени прохождения



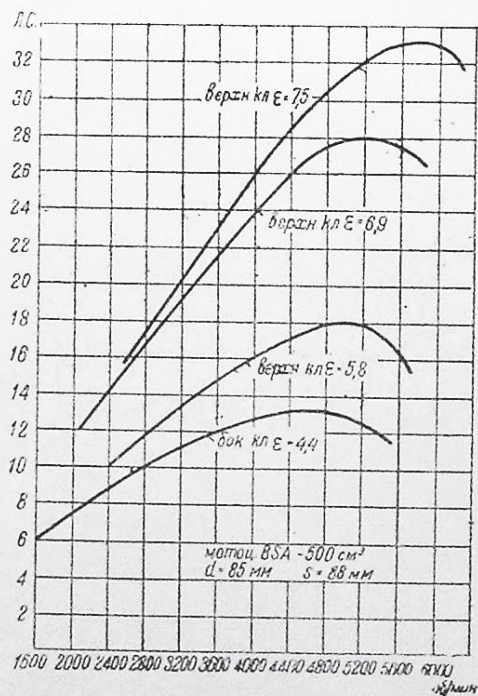
Фиг. 31. Номограмма для пересчета v км/час в м/сек и для определения v по времени t на дистанции 1 км.

ления дистанции в 1 км. Даны примеры: 70 км/час = 19,5 м/сек; $t = 40$ сек/км соответствует $v = 90$ км/час = 25 м/сек.

1. ОБЩИЕ ДАННЫЕ

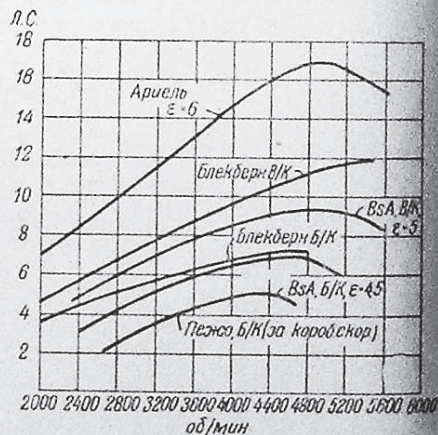
1. Характеристики мотоциклетных двигателей

При одних и тех же основных размерах двигателя характер протекания кривой мощности как функции оборотов и ее абсолютные максимальные значения могут быть совершенно различны в зависимости от степени форсировки двигателя, т. е. главным образом от степени сжатия ϵ и фаз распределения. Большое значение имеет также способ расположения клапанов. На фиг. 32 даны характеристики мотоциклетного двигателя $85 \times 88 = 500 \text{ см}^3$ при различных степенях форсировки.



Фиг. 32. Характеристики мотоциклетного двигателя 500 см^3 .

Кривые показывают, что максимальная эффективная мощность N_e данного двигателя изменяется от 13,2 л. с. при 4600 об/мин., $\epsilon = 4,4$ и боковых клапанах до 33 л. с. при 5800 об/мин., $\epsilon = 7,4$ и верхних клапанах.



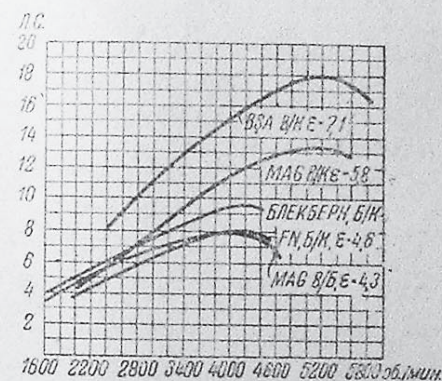
Фиг. 33. Характеристики двигателей $225-250 \text{ см}^3$.

На фиг. 33—36 приведены характеристики четырехтактных и двухтактных двигателей серийного типа с низкими и средними степенями сжатия, допускающими применение обыкновенного бензина.

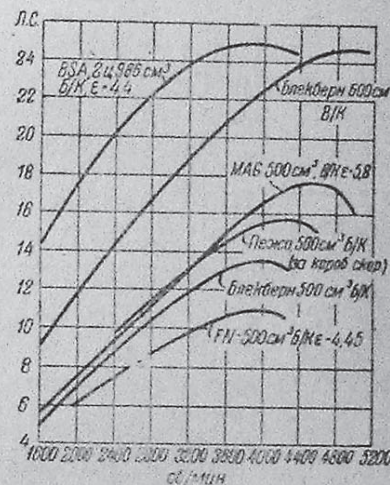
Средними нормами как для четырехтактных, так и для двухтактных мотоциклетных двигателей можно считать:

Тип двигателя	Степень сжатия ϵ	Мощность на 1 л объема цилиндра л. с.	Число оборотов при максимальной мощности
Нормальный	4,5—5	25—30	3500—4500
Средняя форсировка	5,5—6,5	45—50	5000—5500
Высокая форсировка	7—8 и больше	80—90	6000—7000

При степенях сжатия выше 6 двигатель не может работать на чистом бензине.



Фиг. 34. Характеристики двигателей 350 см^3 .



Фиг. 35. Характеристики двигателей $500-1000 \text{ см}^3$.

2. Среднее эффективное давление на поршень — p_e

Связь между эффективной мощностью двигателя N_e , рабочим объемом V_h , числом оборотов n и средним эффективным давлением на поршень p_e выражается формулой:

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_h \cdot n}{900} \text{ — для четырехтактных двигателей}$$

и

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_h \cdot n}{450} \text{ — для двухтактных двигателей.}$$

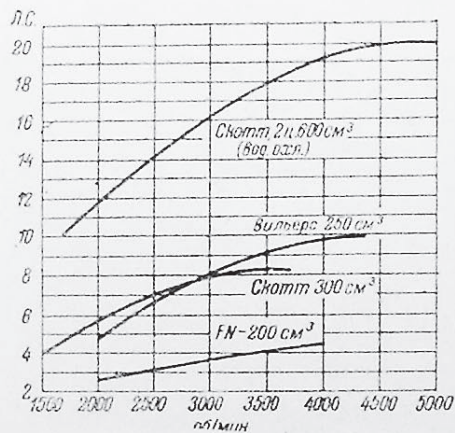
1 Меньшие значения — при боковых клапанах; большие — при верхних клапанах.

Здесь V_n — общий объем, описанный поршнями всех цилиндров двигателя в литрах.

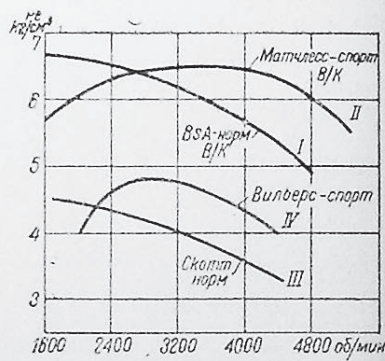
Если из характеристики двигателя известны N_e и n , то p_e может быть вычислено по указанным формулам для каждого заданного числа оборотов.

Примерное изменение p_e в зависимости от оборотов представлено на фиг. 37. Кривая I относится к нормальному четырехтактному двигателю; II — к двигателю средней форсировки; кривые III и IV — к двухтактным двигателям.

Из фиг. 37 видно, что величина p_e не является постоянной для данного двигателя и что максимум p_e не совпадает по оборотам с максимумом мощности. Обычно $p_{e \max}$ у нормальных двигателей соответствует 1500—2000 об/мин., у форсированных — перегиб кривой начинается на более высоких обо-



Фиг. 36. Характеристики двухтактных двигателей.



Фиг. 37. Изменение p_e по оборотам двигателя.

ротах, при значительном падении p_e на малых оборотах, вследствие позднего закрытия всасывающего клапана. При максимальной мощности двигателя средние значения p_e можно принимать:

Для двигателей нормального типа	5—6 кг/см ²
„ средней форсировки	6,5—7 „
„ высокой форсировки	8—11 „
„ двухтактных нормального типа	2,6—3,5 „
„ „ форсированных	4—4,5 „

3. Предельный объем одного цилиндра

В целях уменьшения высоты двигателя и по условиям охлаждения рабочий объем одного цилиндра ограничивают:

Для четырехтактных двигателей	$V_{\max} \approx 600 \text{ см}^3$
„ двухтактных „	$V_{\max} \approx 350 \text{ см}^3$

Двигатели с большим объемом выполняются многоцилиндровыми.

4. Отношение хода поршня к диаметру цилиндра — $\frac{S}{d}$.

Для высокооборотных двигателей с повышенным сжатием предпочтительна длинноходная конструкция с отношением

$$\frac{S}{d} = 1,25—1,5,$$

в противном случае повышенную степень сжатия осуществить конструктивно затруднительно.

Средним значением для четырехтактных двигателей нормального типа можно считать

$$\frac{S}{d} \approx 1,2.$$

При горизонтально-противоположном размещении цилиндров для уменьшения общей длины двигателя

$$\frac{S}{d} \leq 1.$$

У двухтактных двигателей нормального типа

$$\frac{S}{d} \approx 1,$$

для двухтактных двигателей с повышенным сжатием и оборотами

$$\frac{S}{d} \approx 1,2.$$

При одном и том же рабочем объеме цилиндра с увеличением отношения $\frac{S}{d}$ увеличиваются длина цилиндра, размеры картера, общая высота двигателя, его вес и средняя скорость поршня.

5. Средняя скорость поршня — v_{cp}

Средняя скорость поршня определяется из выражения

$$v_{cp} = \frac{S n}{30},$$

где v_{cp} — в м/сек, S — ход поршня в м и n — число об/мин.

Для двигателей обычного типа нормальным рабочим режимом следует считать ~2000 об/мин. При этих условиях $v_p = 5—6 \text{ м/сек}$. При оборотах, соответствующих максимальной мощности, $v_{cp} = 10—15 \text{ м/сек}$.

6. Веса двигателей

Средние веса двигателей в зависимости от объема цилиндров:

Одноцилиндровые		Двухцилиндровые	
Объем цилиндра	Вес	Объем цилиндра	Вес
(см ³)	(кг)	(см ³)	(кг)
150	12—15	750	40—45
175	15—20	1000	
250	20—25		
350	25—30		
500—600	35—40		

Меньшие значения относятся к двигателям с боковыми клапанами и двухтактным, большие — к двигателям с верхними клапанами, которые всегда приблизительно на 10% тяжелей.

Весьма приблизительно можно принимать около 7 кг на каждые 100 см³ объема цилиндра для одноцилиндровых двигателей и около 4½ кг для двухцилиндровых.

Относя вес двигателя к его максимальной мощности, можно считать в среднем для одноцилиндровых нормальных моторов — 3 кг на 1 л. с. и для двухцилиндровых 2 кг на 1 л. с.

Веса мотоциклетных двигателей в кг

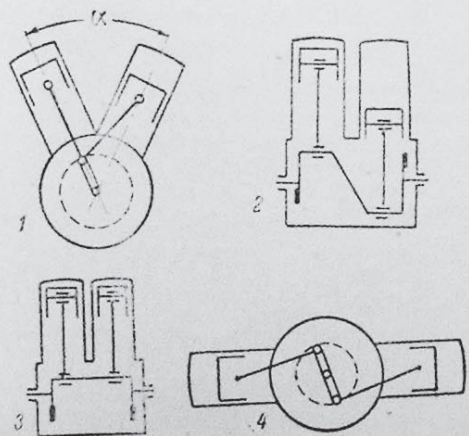
(б/к — бок. клан.; в/к — верхн. клан.; б в — клапаны один над другим)

Объем цилиндров см ³	Блэкбэрн		JAP		Трэн (Франция) двухтактные 1	MAG (Швейцария)	
	б/к	в/к	б/к	в/к		б/в	в/к
150	—	23,5	—	—	—	—	—
175	20	24,5	13	—	12	—	—
200	19	23	—	—	—	—	—
250	21	26	18	22	21	18	28
300	20,5	—	17	—	—	—	—
350	23	31	22	25	22	26	30
500	30	38	32	35	—	30	34
600	32	39	33	—	—	34	39
750	—	—	30	38	—	32	—
1000	—	—	44	52	—	37	—

При высокой форсировке возможно довести вес до 1 кг на 1 л. с. у одноцилиндровых двигателей и до 0,7 л. с. у двухцилиндровых.

7. Число и расположение цилиндров

Основной тип мотоциклетного двигателя — одноцилиндровый вертикальный.



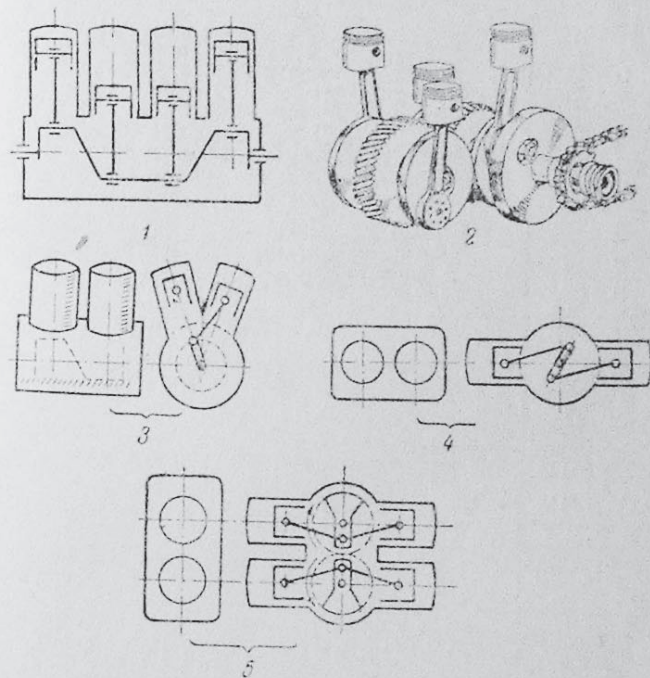
Фиг. 38. Схемы расположения двух цилиндров.

1 — V-образное расположение цилиндров; угол α — 42 до 60°. 2 — параллельное расположение цилиндров с кривошипами, разнесенными на 180°; применяется только для двухтактных двигателей (фиг. 47). 3 — параллельное расположение цилиндров; угол между кривошипами 0°. 4 — горизонтально-противоположное расположение цилиндров; угол между кривошипами 180°.

¹ С магнето и карбюратором.

При двухцилиндровых конструкциях цилиндры располагаются по одной из схем, представленных на фиг. 38.

Схемы расположения четырех цилиндров даны на фиг. 39.



Фиг. 39. Схемы расположения 4 цилиндров.

1 — линейное расположение цилиндров в один ряд; ось коленчатого вала параллельна продольной оси мотоцикла. 2 — цилиндры расположены в два ряда вертикально (Дриель), оси кривошипов сдвинуты зубчатой передачей и перпендикулярны к продольной оси мотоцикла. 3 — цилиндры в два ряда под острым углом в виде V (Маглес, 593 см³). 4 — горизонтально-противоположное двухрядное расположение цилиндров (Цюндап, 800 см³). 5 — горизонтально-противоположное расположение цилиндров в одной вертикальной плоскости (Браф-Сюперior, 1060 см³).

8. Налоговая мощность двигателя

При обложении мотоциклов налогом мощность двигателя подсчитывается по условной формуле:

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

где N — мощность в л. с.; D — диаметр цилиндра в см; S — ход поршня в м; i — число цилиндров.

При этом дробные части лошадиной силы больше 0,5 считаются за целую единицу, а дроби меньше 0,5 отбрасываются. Налоговая мощность, вычисленная по указанной формуле, составляет обычно не выше 25—30% действительной максимальной эффективной мощности.

9. Технические данные по мотоциклетным двигателям

d — диаметр цилиндра; S — ход поршня; V_h — объем цилиндра; ϵ — степень сжатия; N — мощность; P_e — среднее эффективное давление; v_{cp} — средняя скорость поршня; n — число об/мин; M — крутящий момент

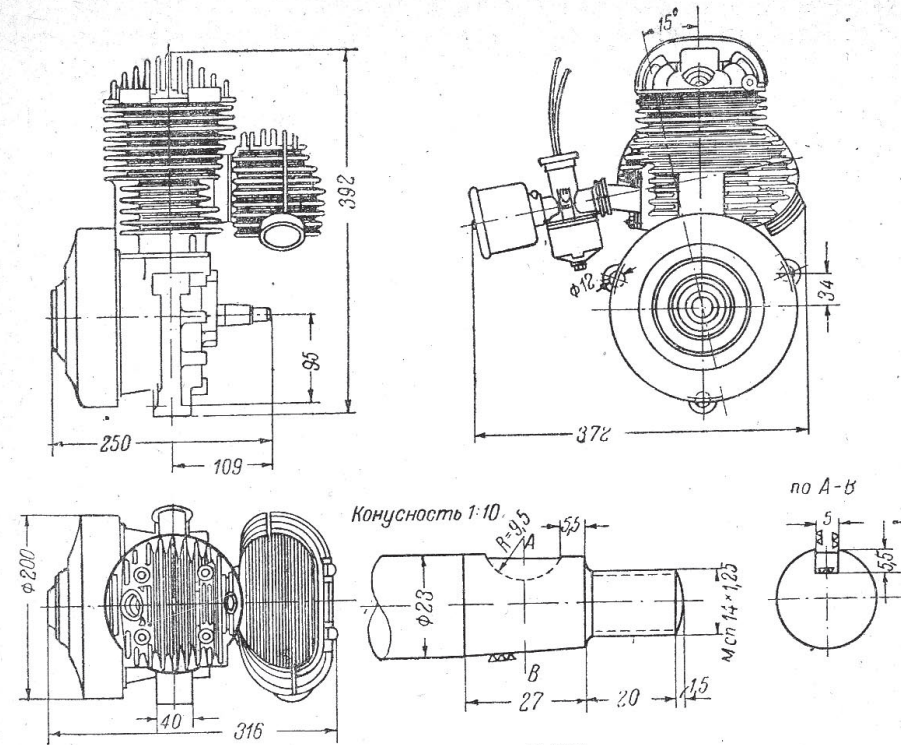
Двигатель	d мм	S мм	$\frac{S}{d}$	V_h см ³	ϵ	N_{max} л. с.	$N_{литр}$ л. с.	n при N_{max}	P_e кг/см ²	v_{cp} м/сек	M при N_{max} кгм
Арди 1-цил. 2-тактн.	51	60	1,18	122	—	4,2	34	5700	2,7	11,4	0,53
BMW 1-цил. R-35	72	84	1,17	340	5,4	14	41	4200	7,1	14,5	1,93
" 2-цил. R-71 б/к	78	78	1,0	745	5,5	22,0	28,5	4600	5,7	10,4	3,15
" 2-цил. R-16 в/к	83	68	0,82	735	7,8	30,0	41,0	4100	8,95	9,1	5,24
BSA 1-цил. б/к	63	80	1,27	249	4,5	6,8	27,0	4400	5,6	11,8	1,11
" в/к	63	80	1,27	249	6,0	9,2	31,0	5000	6,6	13,4	1,31
" в/к	63	80	1,27	249	7,2	11,8	37,0	5400	7,9	14,4	1,56
" в/к	71	88	1,24	348	13,1	18,0	38,0	5200	6,5	15,25	1,8
" в/к	71	88	1,24	348	7,1	18,0	52,0	5200	8,9	15,25	2,48
" в/к	71	88	1,24	348	7,5	20,0	57,0	5400	9,6	15,8	2,65
" в/к	85	88	1,04	499	4,4	13,2	26,5	4600	5,15	13,5	2,06
" в/к	85	88	1,04	499	5,8	18,0	36,0	5000	6,5	14,7	2,58
" в/к	85	88	1,04	499	6,9	28,0	56,0	5200	9,7	15,25	3,85
" в/к	85	105	1,24	595	4,8	16,2	27,0	3800	6,4	13,3	3,05
" в/к	85	105	1,24	595	5,5	26,0	44,0	4800	8,2	16,8	3,88
" в/к	85	105	1,24	595	7,25	22,0	44,0	5000	7,9	13,3	3,15
2-цил. в/к	63	80	1,27	498	7,25	25,0	25,4	3800	6,0	12,4	4,72
" б/к	80	98	1,23	986	4,4	30,0	40,0	3800	6,0	12,4	4,72
" в/к Y-13	71	94,5	1,33	748	5,5	30,0	40,0	4800	7,5	15,1	4,5
Харлей-Давидсон											
1-цил. б/к	78,6	101,6	1,3	493	4	10,5	21	3700	5,2	12,5	2,04
2-цил. б/к	70	97	1,39	747	4,3	15,25	20	3700	4,92	12,0	2,95
" б/к	70	97	1,39	747	5,0	19,5	26	3800	6,15	12,3	3,68
" б/к	87	101,6	1,17	1208	4	28,5	23,6	3800	5,62	12,85	5,37
" б/к	87	101	1,17	1208	5	33,5	28	4200	5,96	14,2	5,72

Блэкберн 1-цил. в/к	49	79	1,61	148	—	6,7	45	5100	7,5	14,2	0,89
" в/к	53	79	1,49	174	—	7,7	44	5600	7,1	14,7	0,99
" б/к	53	79	1,49	174	—	5,3	30	4800	5,7	12,6	0,79
" в/к	56,2	79	1,4	196	—	7	36	5000	6,4	13,2	1,0
" б/к	56,2	79	1,4	196	—	5,7	29	4600	5,8	12,1	0,89
" в/к	63	79	1,25	245	—	11,6	47	5500	7,7	14,5	1,51
" б/к	63	79	1,25	246	—	7,2	29	4600	5,7	12,1	1,12
" б/к	69	79	1,15	295	—	8,1	27	4300	5,6	11,3	1,35
" в/к	71	88	1,24	348	—	14,7	42	4800	7,9	14,1	2,2
" б/к	69	92	1,33	345	—	9,2	27	4300	5,6	13,2	1,54
" в/к	81	96,8	1,2	496	—	22	44	5200	7,65	16,7	3,03
" б/к	81	96,8	1,2	496	—	13,3	27	4000	6,0	12,9	2,38
" в/к	85	105	1,24	596	—	25,8	43	5200	7,5	18,2	3,55
" б/к	85	105	1,24	596	—	15	25	3800	5,95	13,3	2,83
MAG 1-цил. б/в 1	64	77	1,2	248	4,8-4,9	6	24	4200	5,2	10,8	1,02
" в/к	61	85	1,4	248	5,8-6,8	10	40	5000	7,25	14,2	1,43
" б/к	72	85	1,18	347	4,8-4,9	9	26	3800	5,9	10,8	1,7
" в/к	72	85	1,18	347	5,8-6,8	14	40	5000	7,25	14,2	2,0
" б/в	82	94	1,15	498	4,8-4,9	14	28	3600	7,0	11,3	2,78
" в/к	82	94	1,15	498	5,8-6,8	20	40	4500	8,0	14,1	3,2
" б/в	90	94	1,05	598	4,8-4,9	16	27	3500	6,85	10,9	3,28
" в/к	90	94	1,05	598	5,8-6,8	24	40	4300	8,2	13,5	4,0
2-цил. б/в	74	91	1,23	748	4,8-4,9	19	25,5	3600	6,35	11,0	3,8
" б/в	82	94	1,15	996	4,8-4,9	26	26	3600	6,55	11,3	5,2
JAP 1-цил. б/к	60	62	1,03	174	5	3,9	22	4200	4,8	8,7	0,67
" в/к	53	78	1,47	173	9,75	10	58	5400	9,6	14,0	1,35
" б/к	55	83	1,53	197	5,8	5	25	3600	6,35	10,0	1,0
" в/к	62,5	80	1,28	245	7,3	7,5	30,5	4400	6,3	11,7	1,25
" в/к	62,5	80	1,28	245	7,3	11,9	48,5	5400	8,1	14,4	1,58
" б/к	70	78	1,12	299	5,1	6,5	22	4200	4,65	10,9	1,11
" б/к	70	90	1,28	345	4,5	7,75	22	3400	5,95	10,2	1,63
" в/к	70	90	1,28	345	5,6	11,7	34	4400	6,9	13,2	1,91
" в/к	70	90	1,28	345	7	19	55	5500	6,0	16,5	2,48
" в/к	85,7	85	0,99	491	4,63	13,8	26	3800	6,65	10,8	2,6
" в/к	85,7	85	0,99	491	6,2	18,8	38	4400	7,8	12,5	3,07
" в/к	80	99	1,24	498	7,0	30,0	60	5200	10,4	17,2	4,14

1 — всасывающий клапан над выпускным.

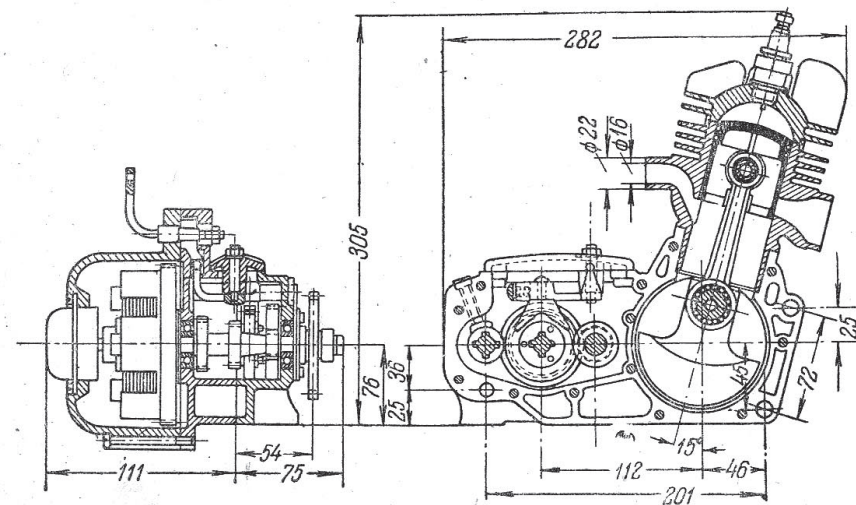
Двигатель	d мм	S мм	S/d	V _h см ³	ε	N _{max} л. с.	N _{литр} л. с.	n при N _{max}	p _e кг/см ²	v _{ср} м/сек	M при N _{max}
JAP 1-цикл/к	85,7	104	1,21	600	5,25	14,8	25	3600	6,2	12,5	2,94
" В/к	70	88	1,26	675	5,2	17,0	25	4000	5,65	11,7	3,05
" В/к	70	88	1,26	675	6,5	21,0	31	4200	6,65	12,3	3,58
" В/к	70	97	1,38	747	5,5	18,2	24	4000	5,5	12,9	3,26
" В/к	85,7	85	0,99	981	4,75	22,0	22,5	4000	5,05	11,3	3,94
" В/к	80	99	1,24	995	10,0	55,0	55	5200	9,55	17,2	7,6
" В/к	74	80,5	1,09	348	4,6	8,0	23	4100	5,05	11,0	1,4
F. N. 1-цикл. 6/к	85	87	1,02	495	4,45	11,0	22	4000	5,0	11,6	1,97
" В/к	85	87	1,02	495	4,7	15,1	30,4	4200	6,55	12,2	2,58
" В/к	80	99	1,24	498	5,75	17,8	35,5	4400	7,3	14,5	2,9
" В/к	60	68	1,14	192	—	4,2	22	3900	2,5	8,8	0,77
DKW 1-цикл. 2-тактн.	63	64	1,02	198	5,0	4,5	22,5	3500	2,9	7,5	0,92
" 2-тактн.	68	68	1,0	247	5,0	6,0	24,3	3000	3,65	6,8	1,43
" 2-цикл. норм. 1.	66,6	71,4	1,07	408	—	—	—	4750	4,2	11,3	3,32
" форсир.	66,6	71,4	1,07	498	—	—	—	5400	4,5	12,8	3,58
" норм.	73	71,4	0,98	596	—	—	—	4500	4,5	10,7	4,3
" форсир.	73	71,4	0,98	596	—	—	—	5200	4,5	12,4	4,27
Вильерс 1-цикл. 2-тактн.	63	80	1,27	250	—	—	—	4300	4,1	11,5	1,64
Эксельсиор 1-цикл. верх. распр.	75	79	1,05	350	6,85	20,6	59	6000	8,85	15,8	2,46
Цюндап 1-цикл. 2-тактн.	67	70	1,05	247	5,8	8,5	34	3850	4,0	9,0	1,57
Триумф Т 70 1-цикл. В/к	63	80	1,27	249	7,7	16	64	5800	9,95	15,4	1,98
" Т 80 " В/к	70	89	1,27	349	7,5	20	57,5	5700	9,05	16,9	2,51
" Т 90 " В/к	84	89	1,06	497	7,08	28,3	57	5800	8,85	17,2	3,49
Л-300 2-тактн.	74	68	0,92	293	4,5	6	20	2700	3,4	6,1	1,59
МЛ-3	54	54	1,0	125	6,5	3,5	28	3500	3,6	6,3	0,72
ИЖ-8	74	68	0,92	293	5,6	8	27,5	3800	3,2	8,6	1,5
ИЖ-9	74	68	0,92	293	5,8	9	31	3900	3,5	8,8	1,65
Л-8 В/к	74	81	1,1	348	6	13,5	39	4800	7,1	13	2,0
АМ-600 6/к	85	108	1,26	595	9,6	16	27,0	3800	6,4	13,4	3,1
С-1 (Спорт) В/к	74	81	1,1	348	9,6	24,8	70	6700	9,6	18,0	2,65

1 С водяным охлаждением.



Фиг. 40. Двигатель Л-300.

$d \times s = 74 \times 68$; $V_h = 293 \text{ см}^3$; $\epsilon = 4,5$; $N_e = 5,5-6 \text{ л. с.}$; $n_m = 2700 \text{ об/мин.}$ В раме мотоцикла двигатель установлен под углом 15° .

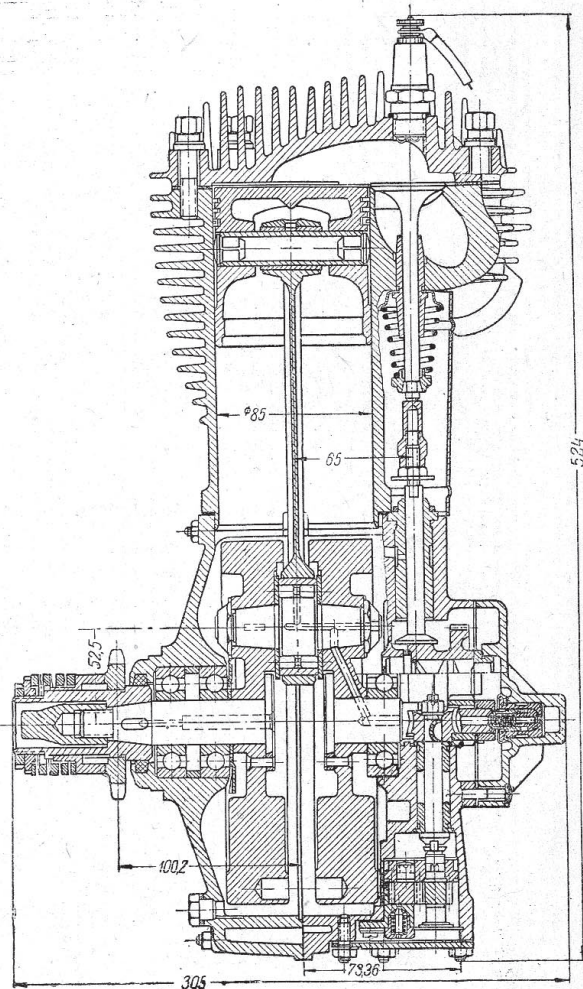


Фиг. 41. Двигатель МЛ-3.

$d \times s = 54 \times 54$; $V_h = 125 \text{ см}^3$; $\epsilon = 6,5$; $N_e = 3,5 \text{ л. с.}$; $n_m = 3500 \text{ об/мин.}$; вес с карбюратором и коробкой передач — 15,5 кг.

10. Конструктивные формы и габаритные размеры мотоциклетных двигателей

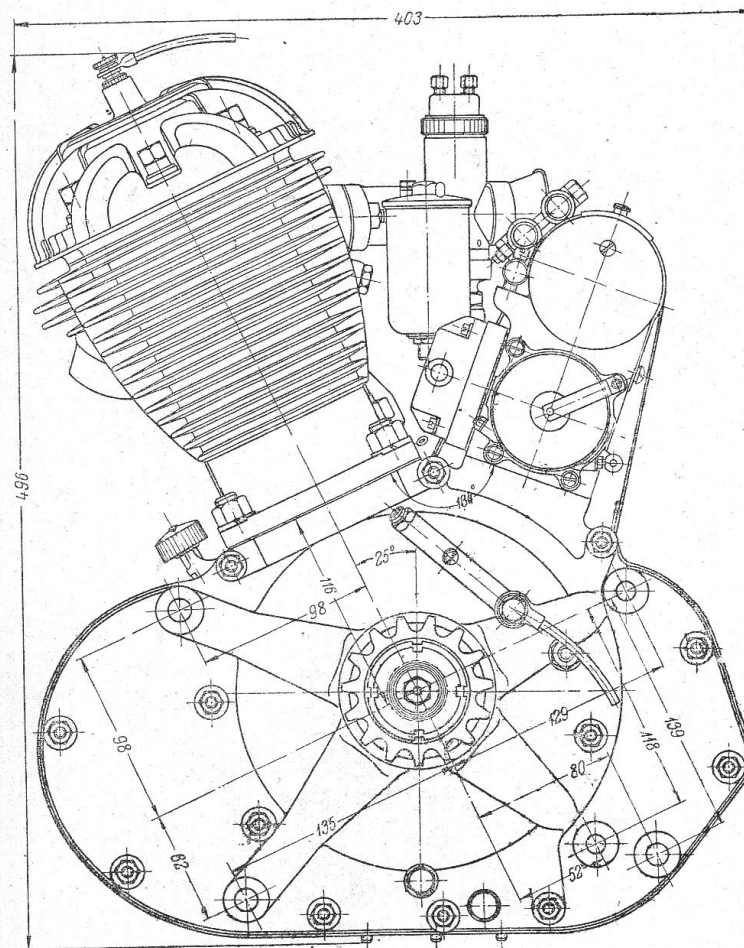
Ниже и на стр. 73 даны общие виды и габаритные размеры мотоциклетных двигателей следующих заводов:



Фиг. 42. Двигатель
 $d \times s = 85 \times 108$; $V_h = 595 \text{ см}^3$;

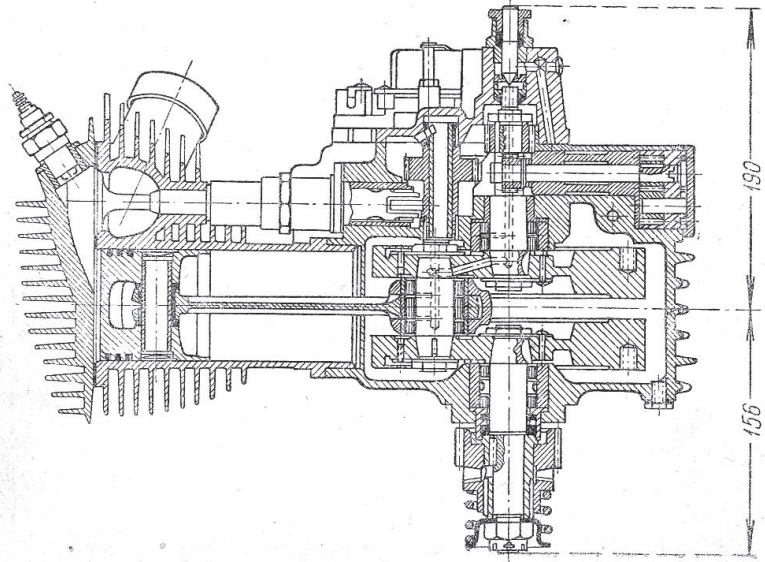
Двигатель Л-300 (фиг. 40).
 Двигатель МЛ-3 (фиг. 41),

Двигатель АМ-600 (фиг. 42).
 Двигатель ПМЗ-А-750 (фиг. 43).
 Двигатель Л-8 (фиг. 44).



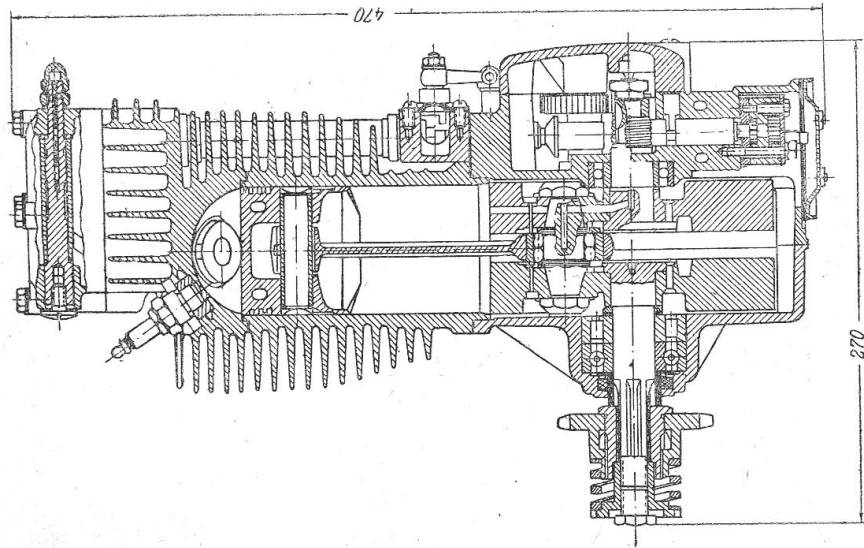
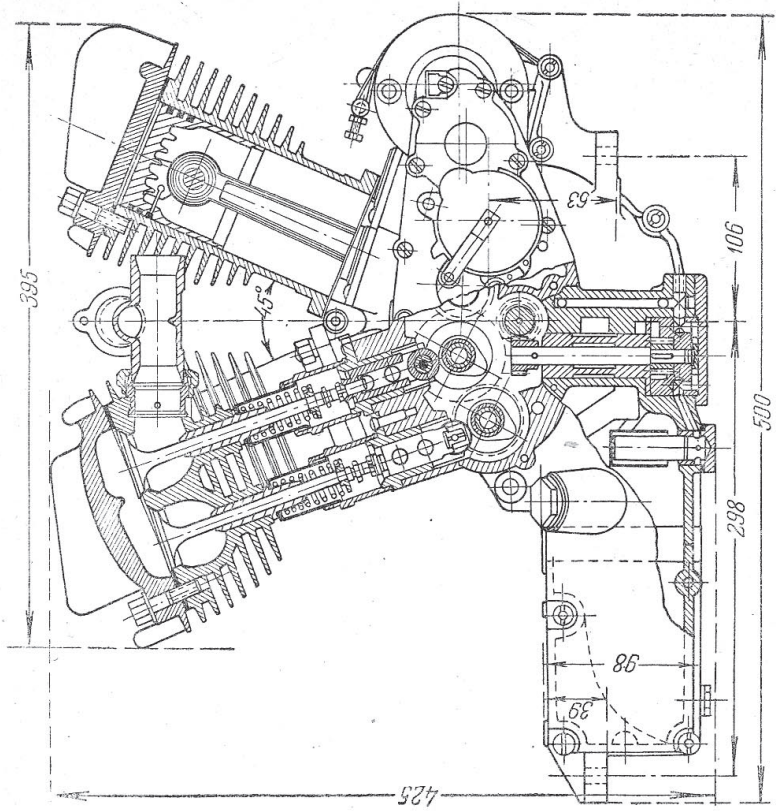
АМ-600 (ТИЗ).
 $\epsilon = 5$; $N_e = 16 \text{ л. с.}$; $n_m = 3800 \text{ об/мин.}$

Двигатель ИЖ-9 (фиг. 45).
 Двигатель завода Блэкберн (Англия) (фиг. 46).
 Двигатель Л-600 (47).



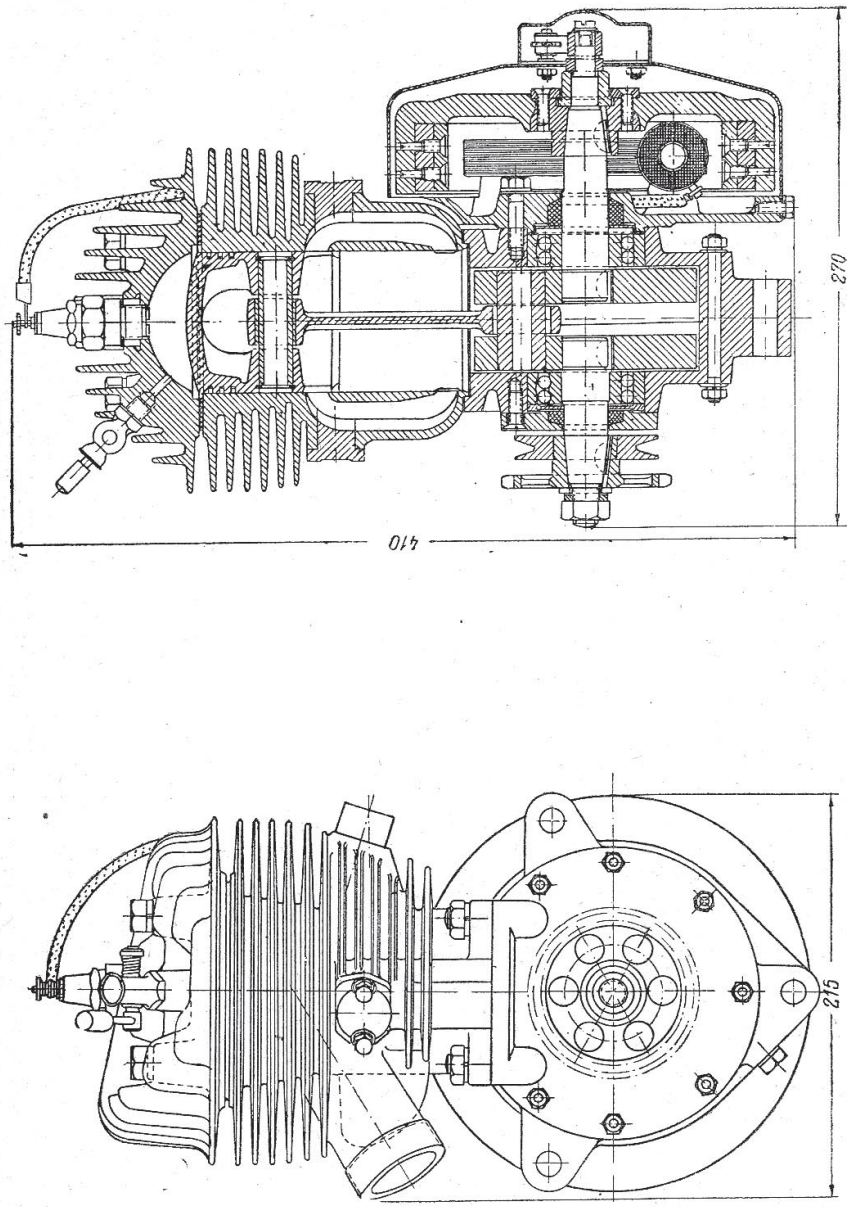
Фиг. 43. Двигатель ПМЗ-А-750.

$d \times s = 70 \times 97$; $V_h = 750 \text{ см}^3$; $\varepsilon = 5$; $N_e = 15 \text{ л. с.}$; $n_m = 3800 \text{ об/мин.}$



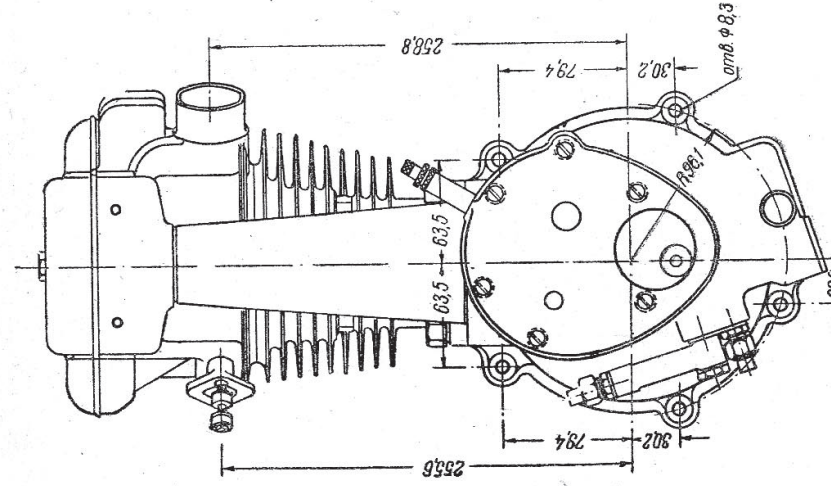
Фиг. 44. Двигатель Л-8.

$d \times s = 74 \times 81$; $V_h = 348 \text{ см}^3$; $N_e = 13,2 \text{ л. с.}$; $n_m = 4800 \text{ об/мин.}$ В раме мотоцикла двигатель установлен наклонно.

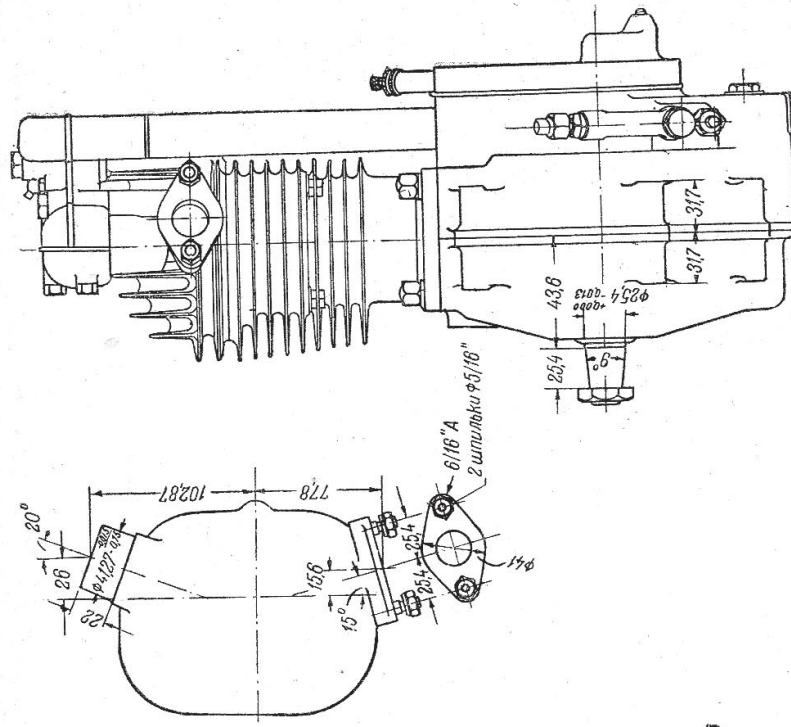


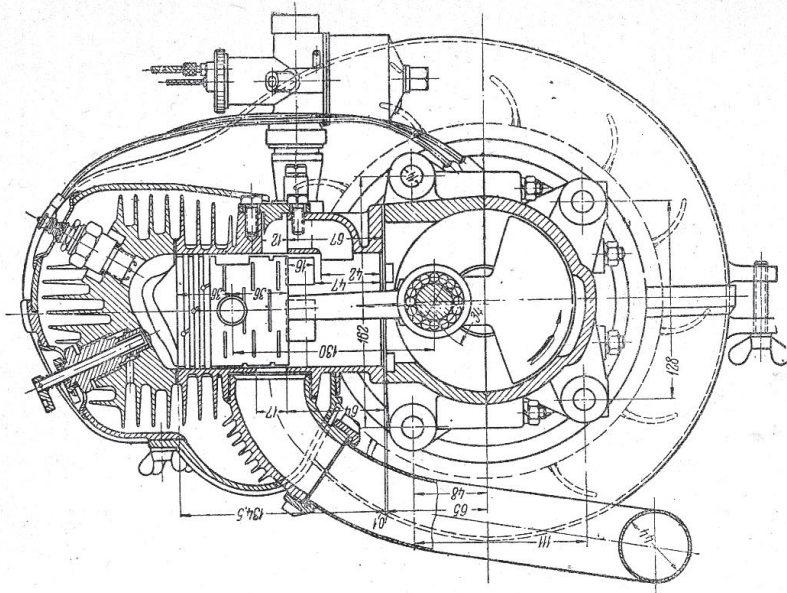
Фиг. 45. Двигатель ИЖ-9.

$d \times s = 74 \times 68$; $V_h = 293 \text{ см}^3$; $\alpha = 5,8$; $N_e = 9 \text{ л. с.}$; $n_m = 3900 \text{ об/мин.}$; вес с карбюратором 24 кг.

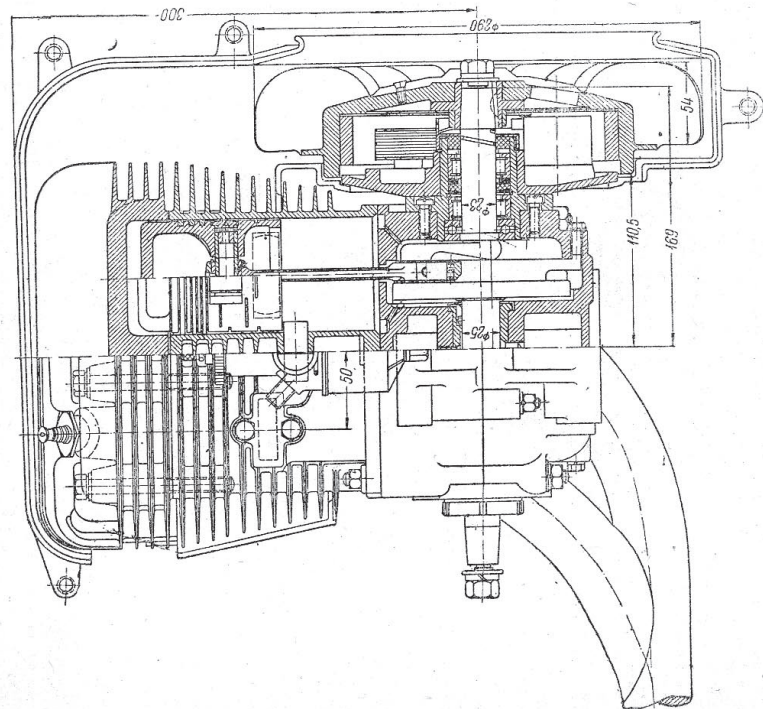


Фиг. 46. Габаритные размеры двигателей „Блэкберн“ 250 см^3 (63 \times 79).





Фиг. 47. Двигатель Л-600.
 $d \times s = 74 \times 68$; $\varepsilon = 4,5$; $N_c = 11-12$ л. с.; $n_m = 2800$ об/мин.



II. ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ В МОТОЦИКЛЕТНОМ ДВИГАТЕЛЕ

1. Всасывание

Для четырехтактных двигателей давление всасывания p_a лежит в пределах 0,75—0,92 *ата*. В среднем можно принимать $p_a = 0,8$ *ата*. Для двухтактных двигателей $p_a = 1-1,1$ *ата*.

Температура в начале всасывания принимается равной температуре окружающей среды:

$$T_0 = 15 + 273 = 288^\circ \text{ К.}^1$$

К концу всасывания, вследствие подогревания смеси стенками цилиндра и остаточными газами, температура повышается:

$$\begin{aligned} \text{для четырехтактных } T_a & \dots \dots \dots 340-350^\circ \text{ К} \\ \text{„ двухтактных } T_a & \dots \dots \dots 350-450^\circ. \end{aligned}$$

2. Сжатие

При степени сжатия ε давление в конце сжатия (p_c) определяется выражением:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}$$

Здесь n_1 — средний показатель политропы сжатия:

$$\begin{aligned} \text{для четырехтактных двигателей } n_1 & \dots \dots \dots 1,35-1,39 \\ \text{„ двухтактных } n_1 & \dots \dots \dots 1,27-1,25. \end{aligned}$$

Приближенно: $p_c = p_a \cdot 2(\varepsilon - 1)$.

Температура в конце сжатия:

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}$$

Для двухтактных двигателей в указанные формулы подставляется действительная степень сжатия ε' (см. стр. 90).

3. Сгорание

Процесс сгорания происходит теоретически при постоянном объеме и сопровождается повышением давления и температуры.

Давление конца сгорания p_z может быть определено тепловым расчетом или непосредственным измерением с помощью индикатора. Приближенно можно считать, что при сгорании давление p_c повышается в 3,75—4 раза в четырехтактных двигателях.

Для двухтактных двигателей можно принять $p_z \approx 3 p_c$.

Для определения p_z можно пользоваться также эмпирическими формулами:

$$p_z = 7\varepsilon - 2$$

или

$$p_z = p_c + 1,25(0,48\varepsilon + 0,72)p_c,$$

где p_e — среднее эффективное давление.

¹ Абсолютная температура $T = 273^\circ + t$ (градусы Кельвина).

Ориентировочные максимальные значения p_z в зависимости от степени сжатия даны в следующей таблице:

Степень сжатия ϵ	Максимальное давление p_z	Среднее индикаторное давление p_i	Степень сжатия ϵ	Максимальное давление p_z	Среднее индикаторное давление p_i
4,0	24,0	7,92	5,50	34,5	9,33
4,25	25,75	8,20	5,75	36,25	9,50
4,50	27,5	8,46	6,0	38,0	9,70
4,75	29,25	8,70	6,25	39,75	9,85
5,0	31,0	8,93	6,50	41,50	10,00
5,25	32,75	9,15	7,0	44,00	10,1

Температура сгорания T_z может быть определена из выражения:

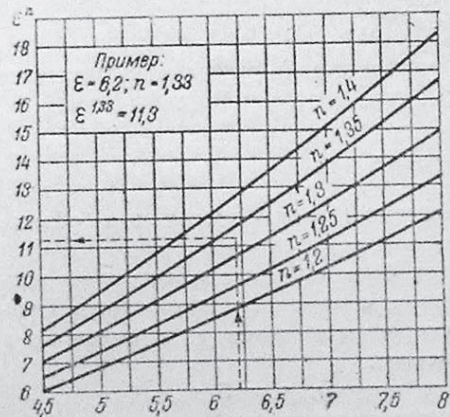
$$T_z = \frac{p_z}{p_c} T_c$$

4. Расширение

Падение давления при расширении газов в цилиндре определяется уравнением:

$$p_s = \frac{p_z}{\epsilon^{n_2}}$$

где p_s — давление в конце расширения; n_2 — средний показатель политропы расширения: $n_2 = 1,24 - 1,28$.



Фиг. 48. Номограмма для определения величины ϵ^n .

Температура конца расширения

$$T_s = \frac{T_z}{\epsilon^{n_2-1}}$$

5. Выпуск

После открытия выпускного клапана или выпускных окон двухтактного двигателя давление в цилиндре падает до 1,1 ата и сохраняется на этом уровне до конца выпуска:

$$p_r = 1,1 \text{ ата.}$$

Температура остаточных газов

$$T_r = 900 - 1000^\circ \text{ К.}$$

Для вычисления величин ϵ^n и ϵ^{n-1} , входящих в вышеприведенные формулы, служат номограммы фиг. 48 и фиг. 49.

6. Индикаторная мощность двигателя

Если давления сжатия p_c и сгорания p_z определены, то среднее индикаторное давление p_i' (соответствующее неокругленной теоретической диаграмме) может быть вычислено по формуле:

$$p_i' = \frac{p_c}{\epsilon-1} \left(\frac{p_z}{p_c} \cdot \frac{1 - \frac{1}{\epsilon^{n_2-1}}}{n_2-1} - \frac{1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}}}{n_1-1} \right) \text{ кг/см}^2.$$

Для облегчения вычислений по этой формуле дана номограмма фиг. 50.

С учетом потерь на всасывание и выхлоп и скругление углов индикаторной диаграммы вследствие конечной скорости сгорания и предвращения выхлопа

$$p_i \approx 0,95 p_i' - \Delta p,$$

где $\Delta p = 0,2 \text{ кг/см}^2$ для четырехтактных двигателей.

Для двухтактных двигателей теоретическая диаграмма строится только для эффективной части рабочего объема цилиндра V_e (см. стр. 90). Среднее индикаторное давление, отнесенное ко всему ходу поршня:

$$p_i = (1 - a) \cdot p_i' - \Delta p,$$

где a — потерянная часть хода,

$$\Delta p = 0,4 \text{ кг/см}^2.$$

Индикаторная мощность N_i одноцилиндрового двигателя

$$\text{четырёхтактного } N_i = \frac{p_i \cdot V_h \cdot n}{900};$$

$$\text{двухтактного } N_i = \frac{p_i \cdot V_h \cdot n}{450},$$

где V_h — рабочий объем цилиндра в литрах и n — число об/мин.

7. Механический эквивалент тепла и термический эквивалент 1 л. с. ч.

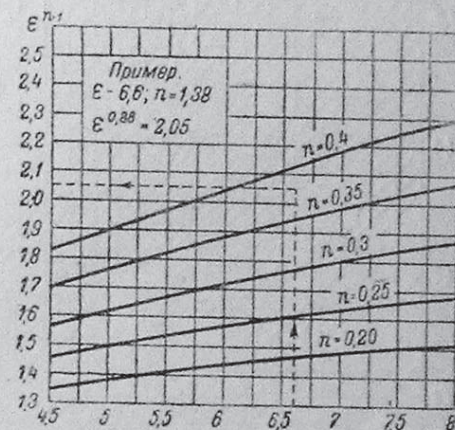
При полном преобразовании тепла в механическую работу (без потерь):

1 кал эквивалентна 427 кгм.

1 л. с. ч. эквивалентна 632 кал.

8. Работа и коэффициенты полезного действия двигателя

Теоретическая индикаторная работа, производимая газами в цилиндре двигателя L_i' за один рабочий цикл, выражается положительной пло-



Фиг. 49. Номограмма для определения величины ϵ^{n-1} .

щадью неокругленной индикаторной диаграммы, построенной расчетным путем в предположении мгновенного сгорания, расширения продуктов сгорания до конца хода поршня и мгновенного падения давления от p_c до p_e при открытии выхлопного клапана в н. м. т. (фиг. 51).

Действительная индикаторная работа газов в цилиндре двигателя L_i выражается площадью действительной диаграммы, полученной с помощью индикатора или соответственным образом округленной с учетом конечной скорости сгорания, предварения выхлопа и опережения зажигания (пунктирная линия на фиг. 51). L_i всегда меньше L_i' :

$$L_i = 0,90 - 0,95 L_i'$$

Индикаторным к. п. д. η_i называется отношение количества тепла, эквивалентного выполненной индикаторной работе, к фактическому расходу тепла:

$$\eta_i = \frac{632}{H \cdot q_i}$$

где H — низшая теплотворная способность топлива (для бензина $H = 10300 - 10500$ кал/кг) и q_i — расход топлива на 1 инд. л. с. ч. в кг.

Эффективная, или полезная работа двигателя L_e , снимаемая с вала двигателя, представляет собой долю индикаторной работы, остающуюся за вычетом потерь на трение в частях двигателя:

$$L_e = \eta_m \cdot L_i$$

Фиг. 50. Номограмма для определения величины

$$\frac{1 - \frac{1}{\epsilon^{n-1}}}{n - 1}$$

где η_m — механический к. п. д. двигателя.

Величина η_m не является вполне постоянной для данного двигателя и с увеличением числа оборотов падает.

Как среднее расчетное значение можно принимать

$$\eta_m = \frac{L_e}{L_i} = 80\%$$

Значения η_m в зависимости от числа оборотов для разных типов

мотоциклетных двигателей, полученные экспериментально, приведены на фиг. 52.

Экономическим, или эффективным, к. п. д. двигателя η_e называется отношение количества тепла, эквивалентного выполненной эффективной работе, к фактическому расходу тепла:

$$\eta_e = \frac{632}{H \cdot q_e}$$

где H — низшая теплотворная способность топлива; q_e — удельный расход топлива на 1 эф. л. с. ч. в кг.

Соотношение между коэффициентами:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$

Соотношение между расходами топлива:

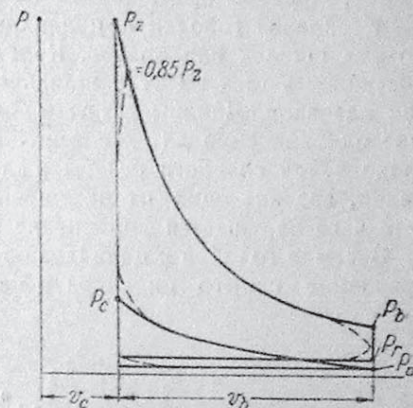
$$q_i = q_e \cdot \eta_m$$

При нормальном рабочем режиме четырехтактного двигателя средний расход на 1 л. с. ч.

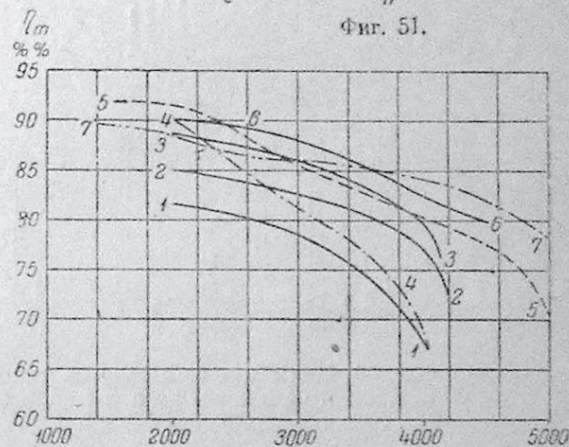
$$q_e \approx 0,300 \text{ кг.}$$

Отсюда среднее значение $\eta_e = \frac{632}{10500 \cdot 0,3} = 20\%$.

Для двухтактных двигателей $q_e \approx 0,500$ кг.



Фиг. 51.



Фиг. 52. Механический к. п. д. мотоциклетных двигателей.

1 — двухтактный, 200 см³; 2 — 350 см³, 6/к, $\epsilon = 4,6$; 3 — 500 см³, 6/к, $\epsilon = 4,45$; 4 — 600 см³, 6/к, $\epsilon = 4,45$; 5 — 500 см³, в/к, $\epsilon = 4,7$; 6 — 500 см³, в/к, $\epsilon = 5,75$; 7 — 500 см³, в/к, $\epsilon = 5,75$.

III. КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТЫ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ

1. Цилиндры

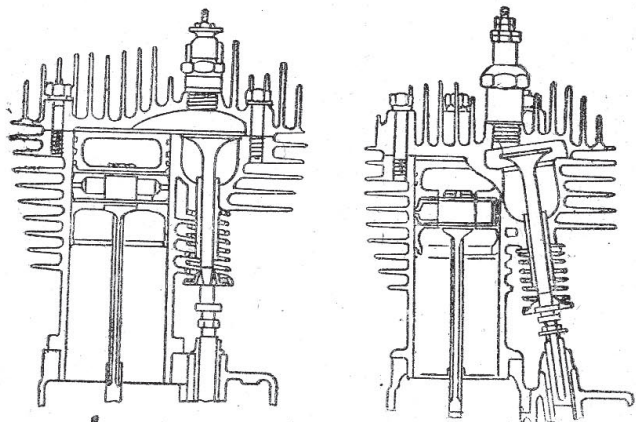
1. Конструкция цилиндров. Конструкция, при которой направляющая часть цилиндра отливается за одно целое с головкой, в настоящее время не применяется. Неудобством ее с эксплуатационной точки зрения является необходимость съёмки всего цилиндра для очистки от нагара камеры сгорания и днища поршня; с производственной — сравнительная сложность отливки и трудность расточки и шлифовки цилиндра и камеры сгорания. Кроме того съёмная головка позволяет дублиро-

вать число выпускаемых заводом моделей устройством двух видов головок — для боковых и для верхних клапанов.

Современные типы цилиндров четырехтактных двигателей со съемными головками представлены на фиг. 53, 54, 55 и 56.

Крепление головки к цилиндру производится посредством 4—6 коротких шпилек или болтов. Конструктор должен обратить внимание на доступность гаек на этих шпильках, особенно при верхнем расположении клапанов. Длинные стяжные болты, ввертываемые в картер и служащие одновременно для крепления всего цилиндра, зарекомендовали себя плохо ввиду слабости резьбы в алюминиевом картере и больших напряжений, возникающих от расширения цилиндра при нагреве, в результате чего нарушается уплотнение головки.

В стыке головки и цилиндра помещается медно-асбестовая прокладка. Крепление самого цилиндра к картеру осуществляется фланцем на че-



Фиг. 53. Цилиндры со съемными головками при вертикальном и наклонном расположении боковых клапанов.

тырех шпильках. На нижней поверхности фланца делают центрирующий буртик, вставляемый в соответствующую выточку в картере.

Во избежание ударов шатуна о нижнюю кромку цилиндра наличие здесь достаточного зазора должно быть проверено кинематической схемой при максимальном отклонении шатуна от вертикальной оси (фиг. 57).

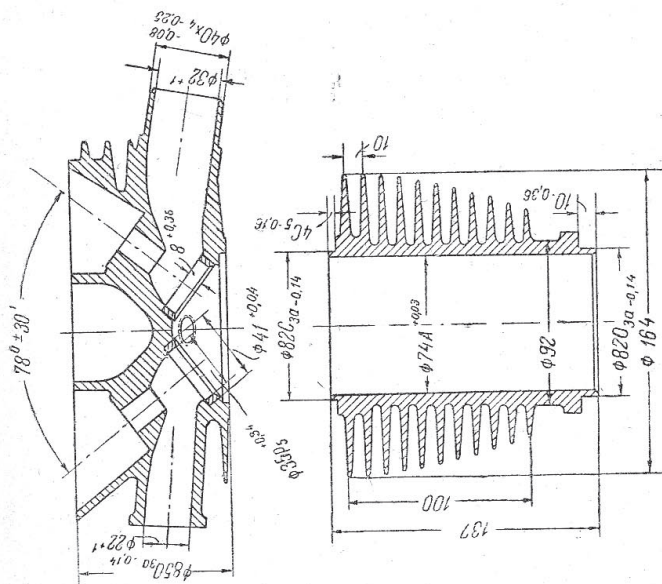
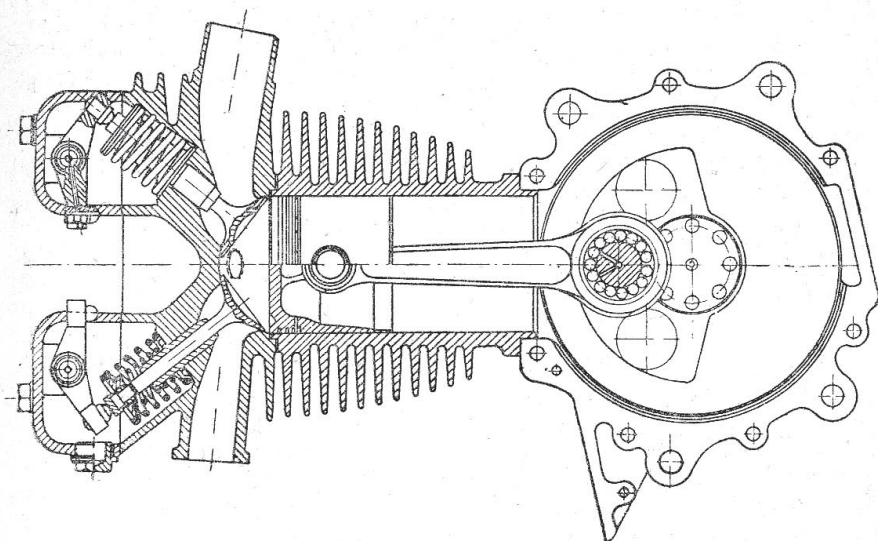
Для изменения степени сжатия под фланец цилиндра могут быть помещены одна или две прокладки толщиной около 0,75—1 мм. Удаление одной прокладки повышает степень сжатия примерно на одну единицу (например, с 6:1 на 7:1).

Цилиндры двухтактных двигателей (фиг. 58, 59) также снабжаются съемными головками, что дает возможность применить для последних алюминиевые сплавы с высокой теплопроводностью.

Окна для впуска и выпуска газов образуются уже в процессе литья, что предъявляет сравнительно высокие требования к точности отливки.

В многоцилиндровых мотоциклетных двигателях каждый цилиндр отливается и крепится к картеру отдельно. Исключение соста-

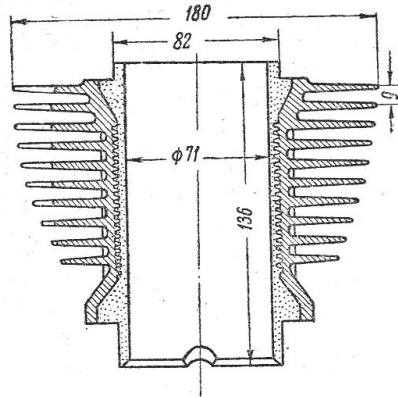
вляют весьма немногочисленные блочные конструкции, например, DKW — двухтактный и Триумф — четырехтактный: два параллельных цилиндра в одном блоке с отдельными съемными головками; Ариель — четыре



Фиг. 54. Цилиндр со съемной головкой и верхним расположением клапанов (Л-8).

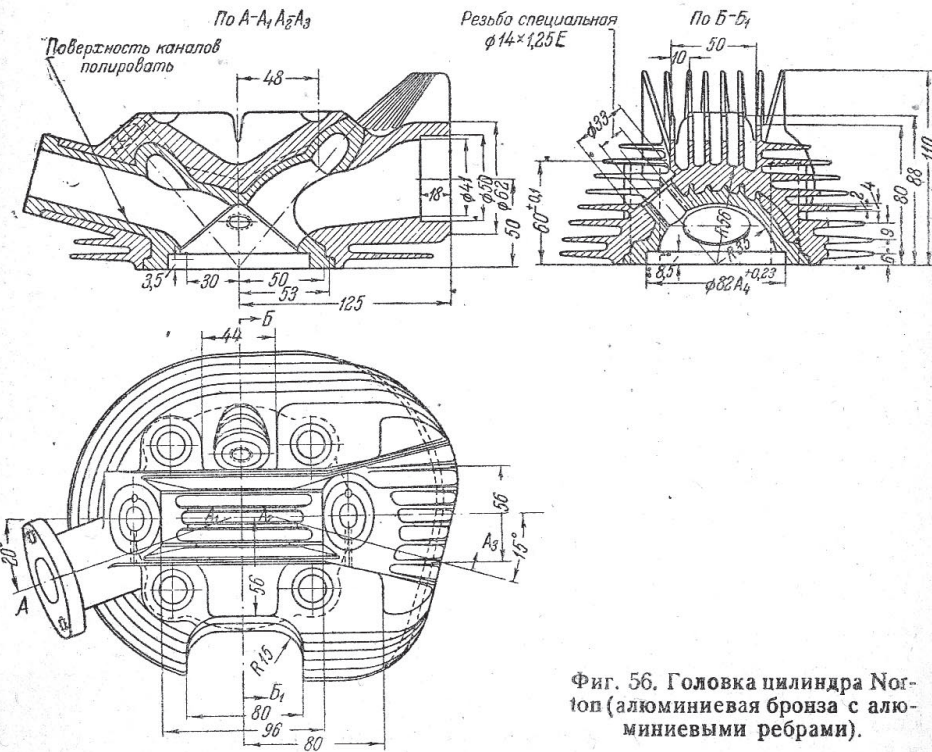
параллельных цилиндра в одном блоке, расположенные в два ряда с общей съемной головкой; Матчлесс — четыре цилиндра с двухрядным V-образным расположением; Скотт — двухтактный — два цилиндра с водяным охлаждением, со съемной головкой и общей крышкой водяной рубашки.

2. Формы головок и объем камеры сгорания. При верхнем расположении клапанов наиболее целесообразная форма камеры сгорания — близкая к сферической, с боковым расположением свечи и наклонно поставленными клапанами (фиг. 54). Допускаемая степень сжатия при этом (для бензина) 5,4—6, а коэффициент наполнения цилиндра при больших скоростях всасывания и мощность двигателя на 10—12% выше, чем при боковых клапанах.

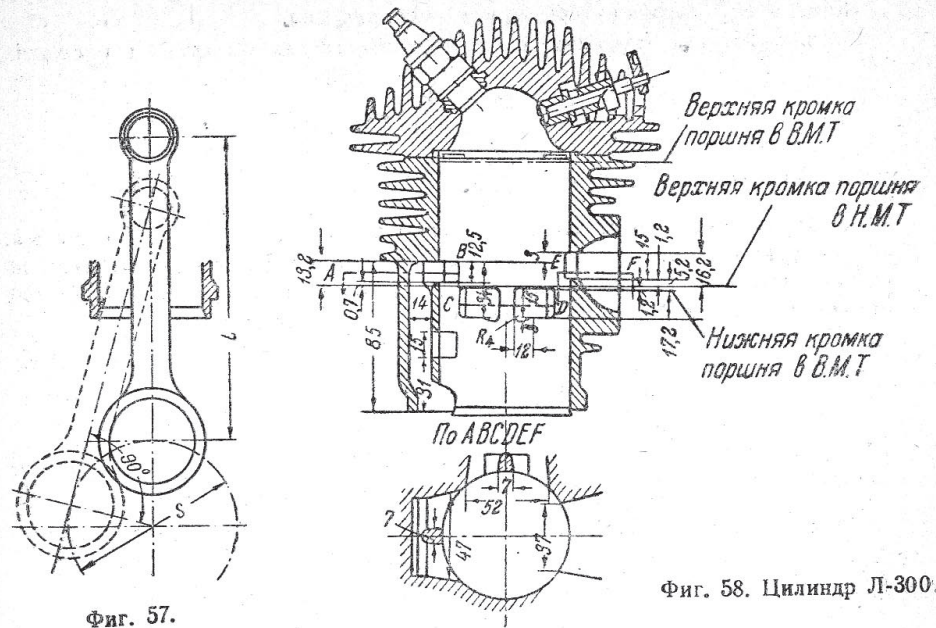


Фиг. 55. Цилиндр с чугунной гильзой и алюминиевыми ребрами (Norton 350 см³).

Допускаемая степень сжатия 5 : 1. Расположение свечи—над всасывающим клапаном (в целях охлаждения электродов) или в центре камеры.

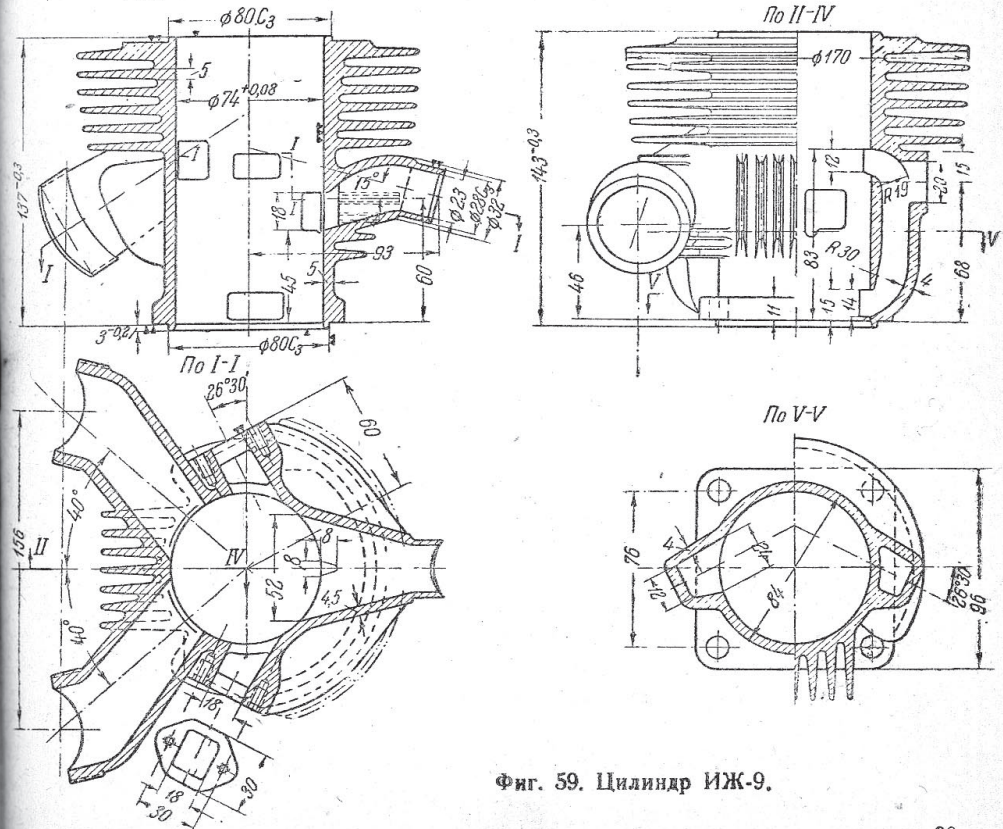


Фиг. 56. Головка цилиндра Norton (алюминиевая бронза с алюминиевыми ребрами).



Фиг. 57.

Фиг. 58. Цилиндр Л-300.



Фиг. 59. Цилиндр ИЖ-9.

Камера перекрывает ~ 40% площади поршня.
Объем камеры сгорания определяется выбранной степенью сжатия

$$V_c = \frac{V_h}{\epsilon - 1},$$

где V_h — рабочий объем цилиндра.

У двухтактных двигателей различают номинальную степень сжатия ϵ , отнесенную ко всему рабочему объему цилиндра V_h , от действительной степени сжатия ϵ' , отнесенной только к полезному или эффективному объему цилиндра V_e , за вычетом высоты выхлопных окон:

$$V_e = \frac{\pi d^2 S}{4} (1 - a),$$

где S — ход поршня и a — высота выхлопных окон в процентах.

Таким образом действительная степень сжатия:

$$\epsilon' = \frac{V_e + V_c}{V_c}$$

или

$$\epsilon' = (1 - a)(\epsilon - 1).$$

При верхнем расположении клапанов картер для установки подшипников коромысел или кулачкового валика и для закрытия всех деталей распределительного механизма, включая клапанные пружины, может быть отлит за одно целое с головкой (см. фиг. 54 и 134).

3. Охлаждающие ребра. На мотоциклетных двигателях применяется почти исключительно воздушное охлаждение при помощи ребер, помещаемых на головке и на стенках цилиндра и обдуваемых встречным ветром. При этом интенсивность охлаждения зависит от скорости движения мотоцикла.

Изменение коэффициента теплоотдачи k в зависимости от скорости воздуха представлено на фиг. 60.

Кривая I относится к чугунным головкам, кривая II — к алюминиевым.

Под коэффициентом теплоотдачи k здесь разумеется количество тепла в малых калориях, отдаваемое с 1 см^2 охлаждающей поверхности в 1 сек , при разности температур воздуха и цилиндра 1°C .

Количество тепла, которое необходимо отвести для получения практически приемлемых температур, можно принимать в среднем

Для четырехтактных двигателей $Q = 700 \text{ кал}$ в час на 1 л. с.

„ двухтактных „ $Q = 1000$ „ „ „ „ 1 „ „

Если A — охлаждающая поверхность цилиндра (в см^2), то теплота, которая должна быть отнята воздухом в 1 сек с 1 см^2 поверхности:

$$q = \frac{1000 \cdot Q}{3600 \cdot A} = \frac{1000 \cdot 700}{3600 \cdot A} = \frac{195}{A},$$

для двухтактных двигателей $q = \frac{280}{A}$.

Разность температур цилиндра и воздуха:

$$t_{\text{ц}} - t_{\text{в}} = \frac{q}{k}.$$

Отсюда, задаваясь коэффициентом k (соответственно предполагаемой скорости мотоцикла) и допускаемой температурой головки цилиндра, можно определить величину охлаждающей поверхности A .

Достаточная величина охлаждающей поверхности для чугунных цилиндров и головок:

Для четырехтактных двигателей $A = 350 \text{ см}^2$ на 1 л. с.

„ двухтактных „ $A = 500 \text{ см}^2$ „ 1 „ „

При алюминиевых головках поверхность можно уменьшить на 25% .

Допускаемой температурой головки цилиндра можно считать $270-300^\circ$.

По измерениям НАТИ, произведенным на двигателе BSA 500 см^3 с верхними клапанами при полной нагрузке и $n = 3300$ об/мин.:

Температура головки цилиндра	-265°
„ средней части „	-220°
„ нижней „	-175°
„ в свече „	$-650-710^\circ$

Указанные температуры сохранялись при разных степенях сжатия от 5 до 6,5.

В целях равномерного распределения температур в отдельных частях цилиндра (во избежание деформации) охлаждающие поверхности увеличивают в области выпускного клапана и на головке цилиндра; книзу цилиндра размеры ребер постепенно уменьшают; в самой нижней части, на длине, приблизительно равной высоте поршня, ребер совсем не делают (у четырехтактных двигателей).

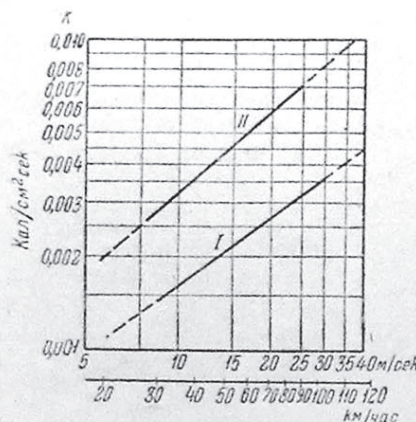
У четырехцилиндровых двигателей, в особенности при блочной конструкции, охлаждение задних цилиндров получается обычно недостаточным.

По исследованиям НАТИ двигателя Матчлесс, имеющего V-образное двухрядное расположение цилиндров, температуры головок задних цилиндров уже через 5—8 мин работы на полном дросселе доходили до $450-460^\circ$, а цоколи свечей начинали светиться; температуры стенок задних цилиндров достигали 340° . Температуры головок передних цилиндров — приблизительно на 100° ниже.

Двигатель мог работать устойчиво и без перегрева только при уменьшении нагрузки до 66% .

Конструктивные размеры чугунных литых ребер (фиг. 61):

$$a = 0,35d; b = 0,1d; c = 2 \text{ мм}; r = 0,18d \text{ мм}; \alpha = 2-2^{1/2}.$$



Фиг. 60. Изменение k теплоотдачи в зависимости от скорости воздуха.

Для форсированных двигателей $a = 0,45-0,5 d$.

При хорошем литье можно толщину c на конце ребер уменьшить до 1,5 мм. Расстояние между осями ребер b не рекомендуется делать меньше 8—9 мм для удобства очистки и предупреждения загрязнения промежутков.

4. Расчет на прочность. Напряжение металла под влиянием внутреннего давления, стремящегося разорвать цилиндр по образующей:

$$k_z = \frac{p_z d}{2e},$$

где p_z — максимальное давление на 1 см² днища поршня; d — диаметр цилиндра в см; e — толщина стенки в см.

Допускаемым напряжением следует считать $k_z = 350-400$ кг/см². Напряжение стенок в направлении оси цилиндра вдвое меньше:

$$k_z' = \frac{p_z d}{4e}.$$

Получаемые расчетом значения толщины стенок (порядка 3—3,5 мм) необходимо сильно увеличивать по литейным соображениям, так как получение доброкачественной отливки с толщиной стенки меньше 7—8 мм затруднительно.

Практически толщина стенок зеркала цилиндра в обработанном виде получается не менее 5 мм.

Напряжение в шпильках, крепящих фланец цилиндра к картеру или головку к цилиндру:

$$k_z = \frac{p_z d^2}{d_1^2 n},$$

Фиг. 61. Охлаждающие ребра.

где p_z и d см. выше; d_1 — внутренний диаметр нарезки шпильки в см; n — число шпилек.

Допускаемое напряжение для шпилек: $k_z = 500-600$ кг/см².

5. Материал для цилиндров. Основная часть цилиндра отливается из чугуна; головка для четырехтактных двигателей тоже чугунная или из алюминиевых сплавов со стальными втулками для свечей и клапанов (фиг. 54), или из алюминиевой бронзы; для двухтактных двигателей может быть из алюминиевых сплавов.

На фиг. 55 и 56 даны примеры более сложной конструкции головки и цилиндра, при которой на чугунную или бронзовую отливку непосредственно заливается ребристая рубашка из алюминиевого сплава.

Состав чугуна для цилиндров по английскому стандарту (в %):

Углерод (С)	3,5
В том числе связанный	0,45—0,8
Кремний (Si)	1,8—2,3 ¹
Сера (S)	0,12
Фосфор (P)	0,8
Марганец (Mn)	0,6—1,2

¹ При отливке в песок не больше 2%.

Для повышения твердости зеркала цилиндра к указанному составу добавляются присадки никеля и хрома:

Никель (Ni) (%)	Хром (Cr) (%)
0,1—0,5	0,1—0,3
0,4—0,8	0,2—0,3
0,5—0,8	0,5—0,8

Числа твердости по Бринелю повышаются при этом на зеркале цилиндра с 150—160 до 200—240.

Временное сопротивление разрыву 2400—3100 кг/см² (для обыкновенного чугуна 1600—1800 кг/см²).

Сплав для алюминиевых головок № 1 (СТ9—25001 Глававтопром).

Медь (Cu) — 10%; железо (Fe) — 0,7%; магний (Mg) — 0,25%; кремний (Si) — 0,6%; алюминий — остальное

Применяются также сплавы с присадками никеля, кремния и магния, обладающие большей крепостью. Примерные составы (в %):

1) Алюминий (Al)	90	2) Никель (Ni)	1,75—2,25
Медь (Cu)	5	Медь (Cu)	3,5—4,75
Никель (Ni)	3	Магний (Mg)	1,5—1,73
Кремний (Si)	2	Алюминий — остальное	

Сопротивление разрыву алюминиевых сплавов — 1500—2200 кг/см².

Твердость по Бринелю 50—70
Температура плавления 800—1100°

Алюминиевые бронзы $\frac{ОСТ}{ВКС}$ 7502

	Бр. АЖ9-4	Бр. А10	Бр. АН10-1
Алюминий (Al)	8—10%	9—11%	9—11%
Железо (Fe)	3,5—4%	—	—
Никель (Ni)	—	—	1,0—2,0%
Примеси не >	0,3%	0,3%	0,3%
Медь (Cu)	ост.	ост.	ост.

Твердость по Бринелю 100—140
Сопротивление разрыву 4000—5000 кг/см².

Анализы материала мотоциклетных цилиндров

	C _{общ}	C _{связ}	Si	Mn	P	Cr	Ni	Твердость	
								по Герберту	по Бринелю
Индиан	3,27	0,19	2,52	0,44	1,48	0,05	0,14	27	235
NSU	3,94	0,24	2,20	0,52	0,15	0,07	0,46	26	203
Неандер	2,98	0,43	2,00	0,65	0,45	—	0,18	24	173
Харлей-Давидсон	3,65	0,99	2,00	0,83	0,24	—	0,03	26	203
В-125	3,0—3,3	—	2,1—1,7	0,6—0,9	< 0,4	0,2—0,3	0,6—0,9	—	—

2. Поршни

1. Конструкция. Поршни современных мотоциклов изготавливаются исключительно из алюминиевых, реже магниевых сплавов (электрон и пр.). При проектировании поршня необходимо учитывать главным образом надежный отвод тепла, воспринимаемого днищем, и уменьшение работы трения.

Первое требование приводит к утолщению днища от центра к периферии и к образованию плавных переходов от днища к стенкам поршня.

Второе — достигается уменьшением среднего давления на единицу трущейся поверхности. Трущейся поверхностью (юбкой поршня) считается проекция части поршня, лежащей ниже поршневых колец (фиг. 62): $a \times d$.

Среднее (за цикл) удельное давление на этой площади не рекомендуется допускать выше $1-1,5 \text{ кг/см}^2$.

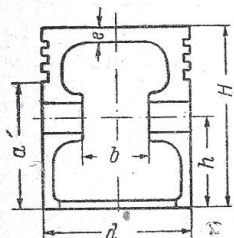
Можно исходить также из максимального бокового давления на 1 см^2 , имеющего место в начале рабочего хода. Его допустимое значение (по Девильеру) $4,5 \text{ кг/см}^2$. Определение бокового давления поршня на стенку цилиндра см. на стр. 132.

Для быстрых подсчетов удобно правило Рикардо: эффективно работающая боковая поверхность поршня принимается в пределах центрального угла $90-100^\circ$ и должна быть равна 50% площади днища поршня.

Число колец — 3, реже 4.

Общая высота колец:

Для поршней с плоским днищем $0,12 d$
 " с выпуклым днищем или с дефлектором $0,15 d$



Фиг. 62.

Промежутки между кольцевыми канавками — не меньше высоты колец.

Глубина канавок должна превышать толщину колец (в радиальном направлении) на $0,5 \text{ мм}$ при диаметрах поршня от 50 до 70 мм и на $0,65 \text{ мм}$ при диаметрах от 70 до 100 мм .

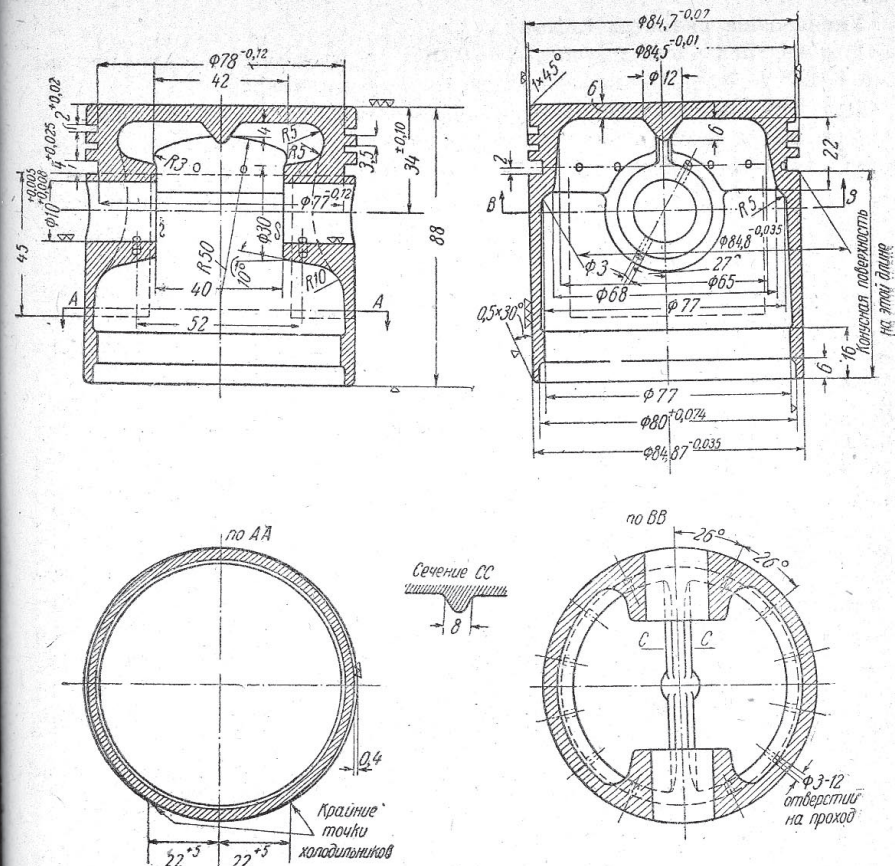
Расстояние верхнего кольца от поверхности днища — не меньше 5 мм .
 Общая высота поршня $H = 1,2 d$ (не рекомендуется делать ее меньше $0,9 d$, чтобы избежать стука поршня и износа его краев).

Расстояние до оси пальца: $h = 0,42-0,5 H$. Размер b определяется шириной головки шатуна + зазор в 1 мм , предусматривающий возможное несовпадение осей шатуна и поршня.

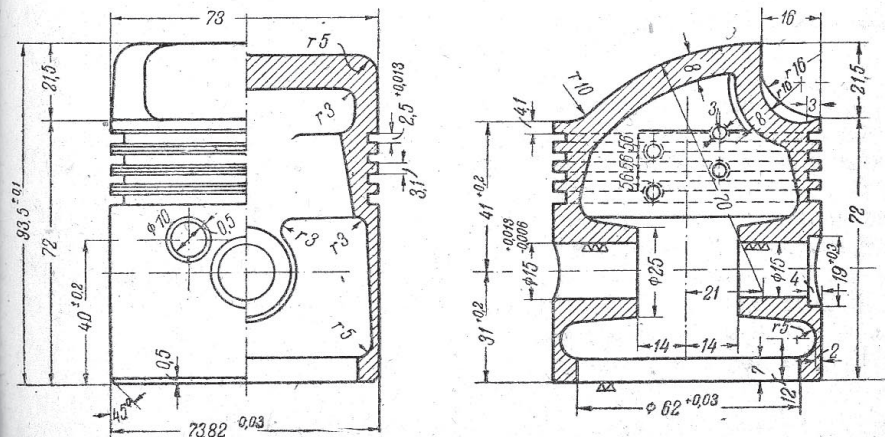
В среднем $b = 0,4-0,5 d$.

Юбка поршня (от нижнего края до колец) выполняется по большей части цилиндрической; верхняя часть — цилиндрической уменьшенного диаметра или конической, суживающейся кверху (фиг. 63).

Принимая во внимание высокий коэффициент расширения алюминиевых и магниевых сплавов, необходимо предусмотреть достаточные зазоры между стенками цилиндра и поршня.



Фиг. 63. Поршень мотоцикла AM-600.



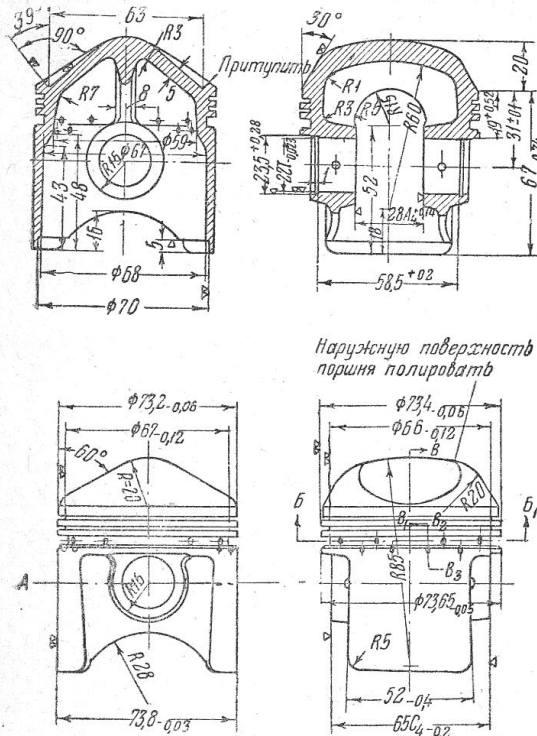
Фиг. 64. Поршень мотоцикла Л-300.

Уменьшение диаметра (зазор):

1) в верхней части поршня $\Delta = 0,006 D$, 2) в нижней части поршня $\Delta' = 0,003 D$, где D — номинальный диаметр цилиндра.

Для чугунных поршней зазоры вдвое меньше.

При высоких степенях сжатия днище поршня приходится делать выпуклым (фиг. 65); при этом во избежание ударов клапанов о поршень на поверхности



Фиг. 65. Поршень спортивного мотоцикла С-1 (Красный Октябрь).

Для алюминиевых сплавов $k_b = 400 \text{ кг/см}^2$.

Практически, по соображениям литья и отвода тепла, толщину днища делают не меньше 7—8 мм.

Опорные поверхности для поршневого пальца проверяются на износ по удельному давлению, которое не должно превышать 200 кг/см^2 .

3. Веса поршней. Веса поршней, отнесенные к 1 см^2 площади днища (без колец и пальцев):

Чугунных	10—12 г/см ²
Алюминиевых	8—10 "
Электронных	5—7 "

поршень на поверхности днища делаются выемки.

Примерную конструкцию поршня двухтактного двигателя при поперечной продувке см. на фиг. 64.

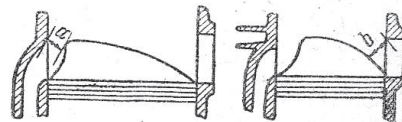
При выборе формы дефлектора следует избегать сужения прохода газов через выпускные и продувочные окна (фиг. 66).

При возвратной системе продувки необходимость в дефлекторе отпадает (см. фиг. 41 и 45).

2. Расчет на прочность. Толщина днища проверяется на изгиб по формуле:

$$e = \frac{d'}{2} \sqrt{\frac{p_z}{k_b}}$$

где e — толщина днища в см; d' — внутренний диаметр поршня в см; p_z — максимальное давление сгорания в кг/см^2 ; k_b — допускаемое напряжение на изгиб.



Фиг. 66.

4. Допуски на обработку поршней (по DIN Kг 3101).

Диаметр поршня: в зоне колец от $-0,020 \text{ мм}$ до $+0,000 \text{ мм}$
 на юбке поршня от $-0,010 \text{ мм}$ до $+0,000 \text{ мм}$
 Канавки колец: от $+0,010 \text{ мм}$ до $+0,020 \text{ мм}$
 для верхней канавки: от $+0,030 \text{ мм}$ до $+0,040 \text{ мм}$
 Зазор между кольцом и канавкой (по высоте): min $0,020 \text{ мм}$
 max $0,042 \text{ мм}$

Отверстия в бобышках:

при диаметре пальца до 25 мм		при диаметре пальца свыше 25 мм	
Палец	Отверстие в бобышке	Палец	Отверстие в бобышке
+0,005	+0,000	+0,005	+0,000
+0,012	+0,008	+0,015	+0,010

5. Материал для поршней

Алюминиевые сплавы

Сплав № 1 по СТ9—25001 Глававтопрома (34 SAE): Cu — 10%; Fe — 0,7%; Mg — 0,25%; Si — 0,6%; Al — остальное; уд. вес — 2,9; сопротивление на разрыв при обыкновенной температуре 2000 кг/см^2 , при $250^\circ \sim 1100 \text{ кг/см}^2$; твердость $H_B = 90$.

Сплав У (№ 3 по СТ9—25001 или 39 SAE): Cu = 3,75—4,25%; Ni = 1,8—2,3%; Mg = 1,2—1,7%; Fe < 1%; Si < 0,7%; Al — остальное; уд. вес — 2,8; коэффициент расширения $22 \cdot 10^{-6}$. Термообработка: нагрев до $510\text{—}520^\circ$ 4—6 час.; закалка в воде или масле; старение: при нормальной температуре 10 дней; в кипящей воде ~ 1 час. Сопротивление на разрыв (при отливке в кокиль): без термообработки $1900\text{—}2200 \text{ кг/см}^2$ (при $250^\circ\text{—}1800 \text{ кг/см}^2$); после термообработки $2800\text{—}3100 \text{ кг/см}^2$ (при $250^\circ\text{—}2500 \text{ кг/см}^2$). Твердость $H_B = 105$.

Кремнистые сплавы KS 245 и KS 280, широко применяемые в германской моторостроительности.

KS 245: Cu — 45%; Si — 14%; Mg — 0,7%; Fe — 0,5%; Ni — 1,5%; Mn — 1,0%; Al — ост.; уд. вес 2,75; врем. сопр. $1900\text{—}2100 \text{ кг/см}^2$; твердость $H_B = 115\text{—}135$.

KS 280: Cu — 1,5%; S = 20—22%; Mg — 0,5%; Fe — 0,6%; Ni — 1,5%; Mn — 0,6%; Co — 1,25%; Al — ост.; уд. вес 2,7; врем. сопр. $1700\text{—}1900 \text{ кг/см}^2$; твердость $H_B = 120\text{—}240$.

Магниеые сплавы

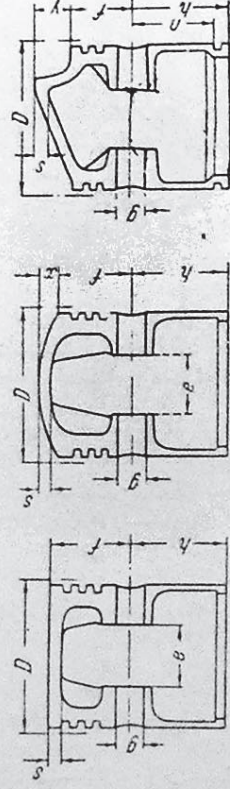
Электрон: Mg = 82—87%; Si = 2,0—3,0%; Al — 10,0%; Mn = 0,2—0,5%; уд. вес 1,82; твердость $H_B = 85$.

Дауметалл: Mg = 91—85%; Cu — 4%; Cd — 2%; Al — 2,0%; Mn — 0,15%; уд. вес 1,82; твердость $H_B = 54$.

Анализы сплавов, применявшихся для поршней мотоциклов заводами MAG и NSU, даны в следующей таблице:

	Al	Cu	Si	Mn	Fe	Твердость	
						по Герберту	по Бриеллю
	в процентах						
NSU	73,14	15,7	15,58	—	0,58	24	140
MAG	75,18	13,24	10,88	0,07	0,63	23	100

Таблица основных размеров поршней из алюминиевых сплавов



Фирма и тип мотоцикла	Диаметр цилиндра D, мм	Размеры поршня, мм							Кольца				Вес отливки, кг	Диам. отливки, мм		
		f	x	y	h	e	g	s	компрес.		маслян.					
									число	высота	число	высота				
AJS																
350 см ³ K7 в/к	74	26	11	—	38,5	34	15,87	6	—	4	1,5	—	—	—	0,320	78
500 см ³ 6/к	84	34	—	—	45,5	30	17,46	7	41	3	2	1	2	0,680	88	
Ardie																
200 см ³ 2-такт.	60	27	—	21	48	24	15	9	41,5	2	2,5	1	2,5	0,350	64	
Ariel																
250 см ³	65	27,8	4	—	36,5	28	19,5	5,3	—	2	—	—	—	0,420	67	
500 см ³ в/к	81,8	32	5	—	31,5	35,5	25,4	5,5	—	2	3	—	—	0,550	84	
550 см ³ 6/к	86,4	39,5	—	—	41,5	33	25,4	7,5	—	2	3,18	—	—	0,560	90	
Blackburne																
275 см ³ в/к	71	22,5	3,5	—	32,5	33	18,25	5	—	2	2,5	—	—	0,450	74	
350 см ³	71	27,5	—	—	31,5	33	18	5,5	—	2	—	—	—	0,450	74	
500 см ³	81	37	5	—	31,5	35,5	22	6,5	—	2	—	—	—	0,540	83	
500 см ³ 6/к	81	40,5	5	—	28,5	36	22	7,5	—	2	—	—	—	0,600	84	

Продолжение

Фирма и тип мотоцикла	Диаметр цилиндра D, мм	Размеры поршня, мм							Кольца				Вес отливки, кг	Диам. отливки, мм	
		f	x	y	h	e	g	s	компрес.		маслян.				
									число	высота	число	высота			
BMW															
350 см ³ R35 в/к	72	37,5	—	—	30	28	15	6	—	2	3	1	4	—	—
400 см ³ R4	78	41	—	—	45	28	18	7	—	2	3	1	5	0,570	79
750 см ³ R71 6/к	78	41	—	—	39	28	18	7	—	2	3	1	4	0,570	79
750 см ³ R16 в/к	83	28	3	—	33	30	20	10	—	3	2,5	1	4	0,600	86
BSA															
350 см ³ Мод. L в/к	72	30,5	8	—	45,5	30	15,9	6	—	2	—	—	—	0,430	76
500 см ³ в/к	80	38	—	—	40,5	38	19,05	7	—	3	—	—	—	0,740	85
600 см ³ 6/к	85	35	—	—	52,4	41,3	19,05	6	—	2	2	—	4	0,740	87
DKW															
100 см ³ 2-такт.	50	28	5	—	26	18	12	5,5	—	2	2,5	—	—	0,200	53
175 см ³	59	36	4,5	—	36	24	15	7	—	3	2,5	—	—	0,310	61
200 см ³ KM35 2-такт.	63	36	5	—	36	24	15	7	—	3	2,5	—	—	0,360	65
300 см ³ 2-такт.	74	41	—	21	31	27	15	7	—	4	2,5	—	—	0,440	76
350 см ³	76	46	7,5	—	43,5	30	15	8	—	3	2,5	—	—	0,540	79
D Rad															
200 см ³ R20 2-такт.	60	27	—	21	48	24	15	9	39	2	2,5	1	2,5	0,350	64
500 см ³ R10 в/к	82	35	10	—	37	36	26	6,5	—	2	—	1	—	0,600	83
500 см ³ R11 6/к	82	46,3	—	—	38,2	40,5	20	5,8	—	3	—	—	—	0,560	85
Fichtel & Sachs															
98 см ³ 2-такт.	48	28	—	16,5	29,5	19	12	7,5	—	2	2,25	—	—	0,190	51

Фирма и тип мотоцикла	Диаметр цилиндра <i>D</i> , мм	Размеры поршня, мм								Кольца				Вес отливки, кг	Диаметр отливки, мм
		<i>f</i>	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>h</i>	<i>e</i>	<i>g</i>	<i>s</i>	<i>n</i>	компрес.		маслян.			
										число	высота	число	высота		
Gillet															
100 см ³ 2-такт.	50	24	—	16	33	24	14	12	28	2	—	1	—	0,180	53
125 см ³	56	24	—	16	33	24	14	6	27	2	—	1	—	0,220	58
350 см ³ T28	79,5	37	—	24	40	32	18	7	15	2	—	1	—	0,550	83
Harley-Dav.															
350 см ³	73	98	—	—	35	35	15,5	6,5	—	2	—	1	—	0,480	76
750 см ³	69,3	34	—	—	33	25	20	6	—	2	—	1	—	0,450	73,5
1000 см ³	84	46,5	—	—	35,5	40	16	5,5	—	2	—	1	—	0,750	87,5
1200 см ³	87	42	—	—	33	43	20	7	—	3	—	1	—	0,690	93
JAP															
300 и 350 см ³ 6/к	69,8	39	2	—	31,5	30,5	15,6	5	—	3	2,8	—	—	0,550	75
350 см ³ в/к	69,8	27,2	1,8	—	30	25,7	15,6	5	—	3	2,8	—	—	0,335	73
500 и 600 см ³ 6/к	85,75	39	2,5	—	41	32	15,6	8	—	3	2,5	—	—	0,620	90
500 и 600 см ³ в/к	85,75	31,8	15	—	31,8	32,5	20,6	7,5	—	3	2,5	—	—	0,630	88
Indian															
600 см ³ Scout	70	42,5	—	—	33,5	37	16	6	—	2	—	1	—	0,550	75
1200 см ³ Big Chief	83	40	2	—	36	40	16	7	—	2	—	1	—	0,620	60
NSU															
100 см ³ 2-такт.	49	29	—	14,5	31	18	14	5,5	—	3	2	—	—	0,180	52
175 см ³	59	35	—	19	33	28	15	7	23	3	2,5	—	—	0,340	62
500 см ³ 6/к	80	44,5	—	—	40	36	20	5	—	3	1,65	1	3,25	0,545	83

Фирма и тип мотоцикла	Диаметр цилиндра <i>D</i> , мм	Размеры поршня, мм								Кольца				Вес отливки, кг	Диаметр отливки, мм
		<i>f</i>	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>h</i>	<i>e</i>	<i>g</i>	<i>s</i>	<i>n</i>	компрес.		маслян.			
										число	высота	число	высота		
Norton															
490 см ³ GSI	79	34,5	—	—	32,5	30,5	22	5,5	—	2	—	1	—	0,670	82
Peugeot															
197 см ³	57,5	32	—	—	30	22	18	6,5	—	2	—	1	—	0,320	61
350 см ³	72	34	—	—	35	27	20	8	—	2	—	1	—	0,550	75
Rudge															
500 см ³ Ulster	85	34,5	12,5	—	28,5	37	19,05	6	—	2	1,5	—	—	0,430	88
Scott															
500 см ³	66,7	28,3	—	21	46	35	16	8	11	2	—	1	—	0,380	71
Triumph (Герм.)															
B 200 и B 250 2-такт.	66	32	6	—	48	24	16	9	—	3	—	—	—	0,350	69
Zündapp															
175 см ³ Derby	56	30	—	18,5	48	22	18	7	—	3	2,5	—	—	0,280	60
200 см ³ Derby	60	30	3	—	48	22	18	5,5	—	3	2,5	—	—	0,280	63,5
K 400	62	45	2	—	30	28	18	4,5	—	3	2	1	4	0,300	64,5
K 800	62	45	2	—	30	28	18	4,5	—	3	2	1	4	0,300	64,5

Крепость алюминиевых сплавов и электрона значительно понижается с повышением температуры.

Твердость с повышением температуры тоже падает.

Коэффициенты теплопроводности, т. е. количество тепла, проходящее в час через 1 м² сечения тела к другому сечению, удаленному от первого на 1 м, при разнице температур 1°:

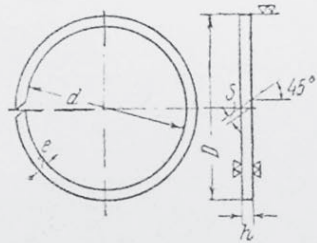
Медь	320 кал
Алюминий	175 "
Магний (электрон)	134 "
Чугун	48 "

Коэффициенты линейного расширения легких сплавов, применяемых для поршней: $170 \cdot 10^{-7}$ до $276 \cdot 10^{-7}$; чугуна — $120 \cdot 10^{-7}$ (на 1 мм диаметра поршня при нагреве на 1°).

3. Поршневые кольца

1. Размеры колец. Обозначения по фиг. 67:

D — диаметр кольца в сжатом состоянии равен диаметру цилиндра;
 D' — диаметр кольца в свободном состоянии; s — вырез в свободном состоянии; h — высота кольца; e — толщина кольца; Δ — температурный зазор в замке;



$$s = 0,1 D$$

$$D' = D + \frac{s}{\pi} + \Delta;$$

$$e = 0,036 D;$$

$$h = 2,5 - 3,5 \text{ мм};$$

Δ = для диаметров 50—60 мм — 0,15 мм

 " 60—80 " — 0,20 "

 " 80—100 " — 0,25 "

Фиг. 67. Поршневое кольцо.

Таблицы размеров концентричных поршневых колец узкого (№ 78) и широкого типа (№ 79) по английскому стандарту (IAE)

Общие замечания

Материал. Поршневые кольца с размерами по данному стандарту должны быть изготовлены из чугуна согласно британской спецификации № 5004—1927. Диаметральная нагрузка. Минимальная диаметральная нагрузка в случае, если она приложена перпендикулярно к диаметру, проходящему через замок, не должна сводить замка вплотную. Максимальная диаметральная нагрузка, приложенная, таким образом, как минимальная, должна сводить замок кольца вплотную.

Промежуточные размеры. Для диаметров цилиндров промежуточных, не указанных в таблице, необходимо брать следующие размеры:

- 1) высота — та же, что для ближайшего большего диаметра,
- 2) максимальная радиальная толщина: $\frac{\text{диаметр}}{30}$.

Допуск на радиальную толщину:

До диаметра 70 мм включительно	+ 0,152 мм (0,006")
100 мм	+ 0,178 мм (0,007")
Для диаметра свыше 100 мм	+ 0,203 мм (0,008")

IAE 78. Размеры концентричных поршневых колец узкого типа

Диаметр цилиндра	Высота в мм		Радиальная толщина в мм		Номинал. замок в свободном состоянии в мм	Давление в кг/см ²		Диаметральная нагрузка в кг		
	дюймы	мм	мин.	макс.		мин.	макс.	мин.	макс.	
(1,969)	50	2,3571	2,3825	1,676	1,829	5,8	0,63	0,99	0,98	1,54
2	(50,80)	2,3571	2,3825	1,702	1,854	5,8	0,63	0,99	1,00	1,57
(2,165)	55	2,3571	2,3825	1,829	1,981	6,4	0,63	0,96	1,09	1,64
2 1/4	(57,15)	2,3571	2,3825	1,905	2,057	6,6	0,63	0,96	1,14	1,70
(2,362)	60	2,3571	2,3825	2,007	2,156	7,1	0,63	0,96	1,18	1,79
2 1/2	(63,50)	2,3571	2,3825	2,108	2,261	7,4	0,63	0,92	1,25	1,82
(2,559)	65	2,3571	2,3825	2,159	2,411	7,6	0,63	0,92	1,27	1,87
2 3/4	(69,85)	2,3571	2,3825	2,337	2,489	8,1	0,63	0,92	1,39	2,02
(2,756)	70	2,3571	2,3825	2,337	2,489	8,1	0,63	0,92	1,39	2,02
(2,953)	75	2,3571	2,3825	2,489	2,667	8,6	0,63	0,92	1,47	2,16
3	(76,20)	2,3571	2,3825	2,540	2,718	8,9	0,63	0,92	1,50	2,20
(3,160)	80	2,3571	2,3825	2,667	2,845	9,4	0,63	0,92	1,57	2,29
3 1/4	(82,56)	3,1496	3,1750	2,743	2,921	9,7	0,63	0,92	2,18	3,14
(3,346)	85	3,1496	3,1750	2,845	3,023	9,9	0,63	0,89	2,25	3,18
3 1/2	(88,90)	3,1496	3,1750	2,972	3,150	10,4	0,63	0,89	2,34	3,27
(3,543)	90	3,1496	3,1750	2,997	3,175	10,4	0,63	0,89	2,36	3,32
(3,740)	95	3,1496	3,1750	3,175	3,353	11,2	0,63	0,89	2,50	3,50
3 3/4	(95,25)	3,1496	3,1750	3,175	3,353	11,2	0,63	0,89	2,50	3,52
(3,937)	100	3,1496	3,1750	3,327	3,505	11,7	0,63	0,89	2,64	3,68

IAE 79. Размеры концентричных поршневых колец широкого типа

Диаметр цилиндра	Высота в мм		Радиальная толщина в мм		Номинал. замок в свободном состоянии в мм	Давление в кг/см ²		Диаметральная нагрузка в кг		
	дюймы	мм	мин.	макс.		мин.	макс.	мин.	макс.	
(1,969)	50	3,1496	3,1750	1,676	1,829	5,8	0,63	0,99	1,32	2,07
2	(50,80)	3,1496	3,1750	1,702	1,854	5,8	0,63	0,99	1,34	2,09
(2,165)	55	3,1496	3,1750	1,829	1,981	6,4	0,63	0,96	1,45	2,18
2 1/4	(57,15)	3,1496	3,1750	1,905	2,057	6,6	0,63	0,96	1,50	2,27
(2,362)	60	3,1496	3,1750	2,007	2,156	7,1	0,63	0,96	1,59	2,38
2 1/2	(63,50)	3,1496	3,1750	2,108	2,261	7,4	0,63	0,92	1,68	2,43
(2,559)	65	3,1496	3,1750	2,159	2,411	7,6	0,63	0,92	1,70	2,50
2 3/4	(69,85)	3,1496	3,1750	2,337	2,489	8,1	0,63	0,92	1,84	2,68
(2,756)	70	3,1496	3,1750	2,337	2,489	8,1	0,63	0,92	1,84	2,68
(2,953)	75	3,1496	3,1750	2,489	2,667	8,6	0,63	0,92	1,98	2,88
3	(76,20)	3,1496	3,1750	2,540	2,718	8,9	0,63	0,92	2,00	2,93
(3,160)	80	3,1496	3,1750	2,667	2,845	9,4	0,63	0,92	2,11	3,06
3 1/4	(82,56)	4,7371	4,7625	2,43	2,921	9,7	0,63	0,92	3,27	4,75
(3,346)	85	4,7371	4,7625	2,845	3,023	9,9	0,63	0,89	3,36	4,70
3 1/2	(88,90)	4,7371	4,7625	2,972	3,150	10,4	0,63	0,89	3,52	4,91
(3,543)	90	4,7371	4,7625	2,997	3,175	10,4	0,63	0,89	3,56	4,97
(3,740)	95	4,7371	4,7625	3,175	3,353	11,2	0,63	0,89	3,77	5,25
3 3/4	(95,25)	4,7371	4,7625	3,175	3,353	11,2	0,63	0,89	3,77	5,26
(3,937)	100	4,7371	4,7625	3,327	3,505	11,7	0,63	0,89	3,95	5,52

3) Номинальная величина замка в свободном состоянии равна $3\frac{1}{2}$ минимальным радиальным толщинам.

4) Давление на единицу поверхности — то же, что указано в таблице для ближайшего размера, а соответствующая диаметральной нагрузка может быть подсчитана по формуле:

$$Q = 1,32 p_a h D,$$

где p_a — давление на стенку цилиндра, h — высота кольца, D — диаметр цилиндра.

Замок в свободном состоянии. Величина замка в свободном состоянии не должна превышать четырехкратной минимальной радиальной толщины.

Форма замка. Форма замка должна быть выполнена простым срезом под углом 45° .

Кольца увеличенных размеров. Увеличенные кольца выполняются двух размеров:

Дюймовые кольца — (i) $0,020''$ и (ii) $0,040''$ увеличение диаметра.

Метрические кольца — (i) $0,5$ мм и (ii) $1,0$ мм увеличение диаметра.

Зазор в замке сжатого кольца. Величина замка, когда кольцо поставлено в калибр с номинальным диаметром (нормальный или увеличенный), должна лежать в пределах от 0 до $0,13$ мм ($0,005''$) при измерении в направлении, нормальном прорезу.

Стандартные диаметры в таблицах даны жирным шрифтом, а эквиваленты обычным шрифтом в скобках в соседней графе таблиц.

Таблица размеров поршневых колец по DIN для поршней из легких сплавов (фиг. 67)

D мм	d мм	Толщина кольца			Высота кольца		
		e мм	Отклонения		h мм	Отклонения	
			верхнее	нижнее		верхнее	нижнее
40	37	1,5	+0,08	-0,08	2,5	-0,012	-0,025
42	39	1,5	+0,08	-0,08	2,5	-0,012	-0,025
45	41,4	1,8	+0,08	-0,08	2,5	-0,012	-0,025
48	44,4	1,8	+0,08	-0,08	2,5	-0,012	-0,025
50	46	2,0	+0,08	-0,08	2,5	-0,012	-0,025
52	48	2,0	+0,08	-0,08	2,5	-0,012	-0,025
55	51	2,0	+0,08	-0,08	2,5	-0,012	-0,025
58	54	2,0	+0,08	-0,08	2,5	-0,012	-0,025
60	55	2,5	+0,08	-0,08	2,5	-0,012	-0,025
65	60	2,5	+0,08	-0,08	3,0	-0,012	-0,025
70	65	2,5	+0,08	-0,08	3,0	-0,012	-0,025
75	69	3,0	+0,08	-0,08	3,0	-0,012	-0,025
80	74	3,0	+0,08	-0,08	3,0	-0,012	-0,025
85	78,6	3,2	+0,12	-0,12	3,5	-0,012	-0,025
90	83,6	3,2	+0,12	-0,12	3,5	-0,012	-0,025
95	88	3,5	+0,12	-0,12	3,5	-0,012	-0,025
100	93	3,5	+0,12	-0,12	3,5	-0,012	-0,025

s — в сжатом состоянии — min 0,1, max 0,4 мм
s — в свободном состоянии — 0,1 D

2. Удельное давление колец. Удельное давление уплотняющих колец на стенки цилиндра во избежание излишнего трения и износа достаточно $0,5$ кг/см²:

$$p = \frac{e^2 \cdot k_b}{3 \cdot D^2} \text{ кг/см}^2,$$

где e и D — в см; k_b — допускаемое напряжение на изгиб для чугуна 800—1200 кг/см².

Таблица размеров поршневых колец завода А. Болле (Франция)

Диаметр цилиндра D	№ колец	Глубина канавки мм	Назначение кольца	Высота h мм	Толщина e мм
До 60 мм	Верхнее	2,65	Уплотн.	2,5	2,15
	2-е	2,65	"	2,0	2,15
	3-е	2,65	"	2,0	2,15
	4-е	2,65	Масляное	3,5	2,15
До 75 "	Верхнее	3,35	Уплотн.	3,0	2,7
	2-е	3,35	"	2,5	2,7
	3-е	3,35	"	2,5	2,7
	4-е	3,35	Масляное	3,5	2,7
До 100 "	Верхнее	4,4	Уплотн.	4,0	3,6
	2-е	4,4	"	3,0	3,6
	3-е	4,4	"	3,0	3,6
	4-е	4,4	Масляное	4,0	3,6

Допуски: по высоте +0 и -0,02
по толщине +0,05 и -0,05

3. Маслосъемные кольца. Три типа маслосъемных колец показаны на фиг. 68.

Кольца типа А с косым срезом обладают тем недостатком, что по мере износа кольца высота активной части кольца увеличивается, вследствие чего удельное давление быстро понижается.

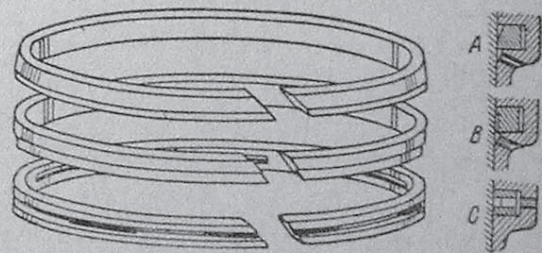
Кольца типа С имеют по середине круговую канавку со сквозными отверстиями круглой или продолговатой формы. Отверстия в поршне для отвода масла сверлятся в этом случае не под кольцом, а в глубине канавки. Диаметр отверстий

2—2,5 мм. Достаточное число их 8—10.

Удельное давление маслосъемного кольца выше, чем у колец уплотняющих. Оно зависит от отношения $\frac{h_0}{h}$, где h_0 — активная часть высоты кольца не меньше 1 мм. Нормально $\frac{h_0}{h} = 0,4$.

Располагать маслосъемное кольцо следует выше поршневого пальца. По отношению к остальным кольцам оно является самым нижним.

4. Материал для колец. Материалом для колец служит серый чугун различного состава в зависимости от способа отливки.



Фиг. 68. Маслосъемные кольца.

Английский стандарт:

Составные элементы	При отливке в песок	При отливке в изложницы
	в процентах	
Углерод	3,6 max	3,90 max
(в том числе связан.)	0,55—0,80	0,45—0,80
Кремний	1,8 max	1,80—2,50
Марганец	0,6—1,20	0,40—1,20
Фосфор	1,20 max	1,20 max
Сера	0,12 max	0,12 max

При индивидуальном способе отливки колец американские литейные применяют следующие составы:

	Углерод общ. С	Кремний Si	Марганец Mn	Фосфор P	Сера S max
	в процентах				
№ 1	3,5—3,65	2,9—3,65	0,6—0,8	0,4—0,6	0,03—0,09
№ 2	3,5	2,85	0,6—0,7	0,5	0,08
№ 3	3,58	2,85	0,57	0,55	0,045
№ 4	3,6	3,19	0,53	0,45	0,10

Анализы материала поршневых колец мотоциклов

	С	Mn	Si	P	Твердость по Бринелю	Твердость по Герберту
	в процентах					
DKW	3,45	0,54	0,95	0,51	270	30
Индиян	3,17	1,18	2,00	0,57	260	29,6

4. Поршневые пальцы

1. Конструкция. В целях уменьшения веса при одновременном снижении удельного давления пальцы делают полыми.

Ни в поршне, ни в головке шатуна палец не закрепляется. От бокового сдвига его предохраняют пружинными проволочными кольцами или грибками из бронзы или алюминия с выпуклой поверхностью, вставленными в торцы пальца (фиг. 69).

2. Размеры. Наружный диаметр поршневого пальца

$$d \approx 0,25 D,$$

где D — диаметр цилиндра.

Внутренний диаметр $d' \approx 0,75 d$, при этом, однако, толщина стенки не должна быть меньше 2,5 мм, так как палец подвергается цементации и при тонкой стенке может быть процементован насквозь.

Выбранные размеры пальца проверяются на изгиб и на износ.

Проверка на изгиб: палец рассматривается как балка, нагруженная равномерно распределенной нагрузкой на длине b (фиг. 69), с частично закрепленными концами.

Изгибающий момент:

$$M = \frac{P_z \cdot l}{6},$$

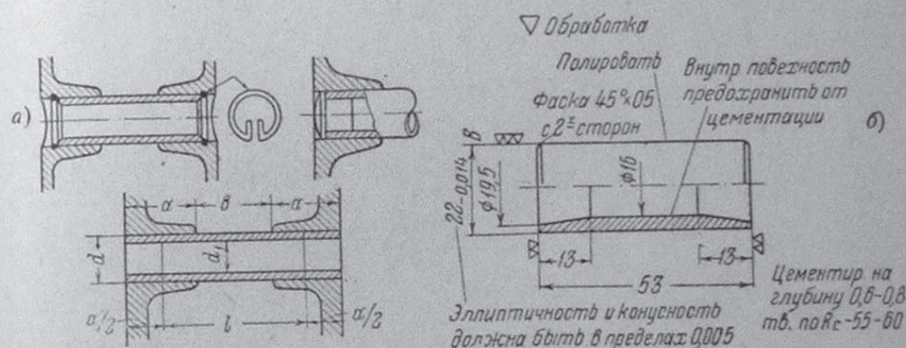
где P_z — максимальное давление сгорания на всю площадь поршня.

Условие прочности:

$$\frac{P_z l}{6} = k_b \cdot \frac{\pi}{32} (d^4 - d_1^4).$$

Здесь P_z — в кг; d , d_1 и l — в см.

Допускаемое напряжение на изгиб $k_b = 2000—2500$ кг/см²; в форсированных двигателях напряжения доходят до $k_b = 3000—3200$ кг/см².



Фиг. 69. а) Крепление поршневых пальцев. б) Конструкция поршневого пальца (диам. цил. 74 мм).

Проверка на износ: удельное давление $p = \frac{P_z}{bd}$ кг/см².

Можно допускать $p \leq 250$ кг/см².

Окончательная доводка размеров производится шлифовкой, иногда с последующей полировкой.

Анализы материала поршневых пальцев мотоциклов

	С	Mn	Si	Ni	Cr	S	P	Твердость на поверхности	
	в процентах							по Герберту	по Бринелю
Нортон	0,16	0,54	0,30	17,18	—	0,018	0,041	30	270 ¹
DKW	0,35	0,76	0,15	—	—	0,022	0,015	60	600 ²
Л-300	0,17	0,31	0,02	—	—	0,018	0,042	50	500 ²
NSU	хромоникел. сталь с Ni 1,46 ⁰ / ₀ и Cr 0,51 ⁰ / ₀							70	700

Примечания. 1. Никелевая сталь без особой термообработки. 2. Мягкая сталь, нацементированная с наружной поверхности и закаленная без отпуска.

3. Материал. Для изготовления пальцев рекомендуются хромоникелевые стали с сопротивлением разрыву $\sim 9000 \text{ кг/см}^2$ и удлинением $\sim 18\%$, например, 12ХНЗ (ОСТ 7124).

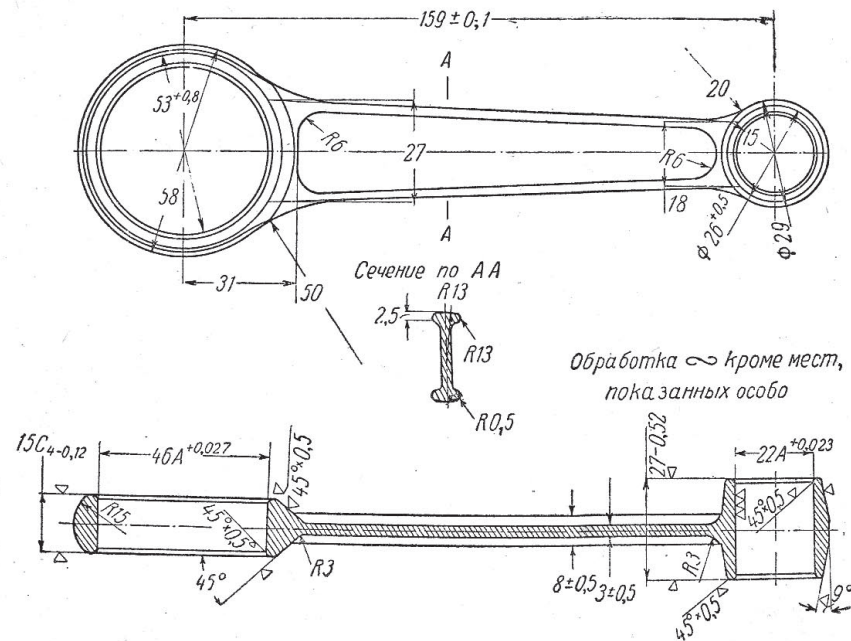
Термообработка: 1) цементация после грубой обточки при температуре $850\text{—}870^\circ$; 2) закалка в масле при нагреве $760\text{—}780^\circ$ после чистой обточки; 3) отпуск с нагревом 150° и охлаждением на воздухе.

5. Шатуны

1. Конструкция. Типичные конструкции мотоциклетных шатунов даны на фиг. 70 и 71.

Стержень — обычно двутаврового сечения; обе головки — цилиндрические, неразъемные.

При малых диаметрах цилиндров нередко применяются прямоугольные и эллиптические сечения.



Фиг. 70. Шатун мотоцикла 350 см^3 (Л-8).

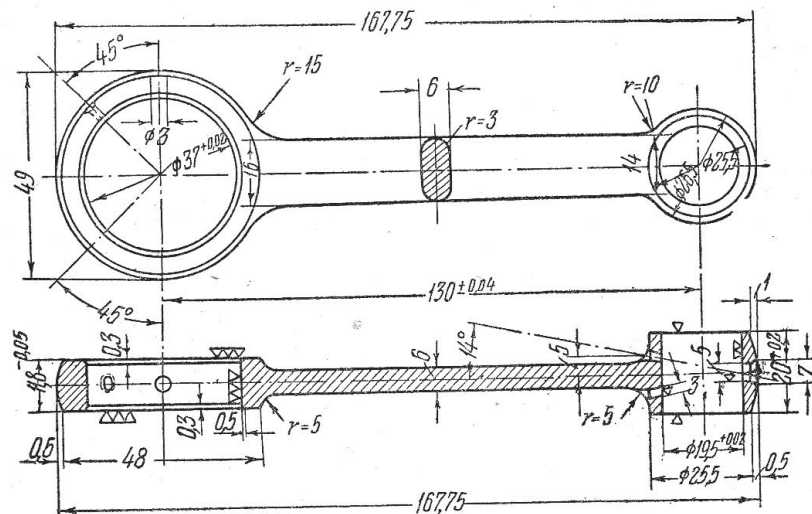
В верхнюю головку запрессовывается бронзовая или стальная сменная втулка с толщиной стенок $1,5\text{—}2 \text{ мм}$, служащая подшипником для поршневого пальца. В шатунах из дуралюминия обходятся без втулки. Такую конструкцию применяет также при стальном шатуне завод Харлей-Давидсон для мотоциклов 350 см^3 . Нижняя головка монтируется на роликовом подшипнике. Ролики могут работать непосредственно по внутренней поверхности головки и по цапфе кривошипа без промежуточных колец при условии, если твердость поверхностного слоя доведена термообработкой до 64 по Роквеллу, 92 по Шору или 650 по Бринелю. Нижнюю головку усиливают иногда одним или двумя ребрами (фиг. 72).

Смазка нижней головки — под давлением, через сверления в коленчатом валу. Для верхней головки довольствуются маслом, стекающим с внутренней поверхности стенок и дна поршня.

У двухцилиндровых V-образных двигателей одна из нижних головок делается вильчатой (фиг. 73). Ролики помещаются с каждой стороны в вильчатой и в средней головках, причем каждый ряд отделяется от другого тонкой стальной шайбой.

Шатуны с разъемной нижней головкой применяются только при неразборной конструкции коленчатого вала (фиг. 74).

Крышка удерживается двумя стальными точеными болтами и заливается баббитом так же, как и верхняя половина подшипника.



Фиг. 71. Шатун мотоцикла Л-300.

2. Относительные размеры. Отношение длины шатуна L и радиуса кривошипа r :

$$\lambda = \frac{r}{L} = 1 : 3,5 \text{ до } 1 : 4,5.$$

Большие значения — для двигателей с боковыми клапанами; меньшие — для двухтактных и двигателей с верхними клапанами.

Длина верхней головки определяется допустимым удельным давлением на палец и в среднем равна $0,4D$ (D — диаметр цилиндра).

Длина нижней головки выбирается по конструктивным соображениям в зависимости от наличия места между маховиками и от размеров роликового подшипника. В среднем она приблизительно равна $1/2$ диаметра цапфы. Для гладких подшипников — $1,5$ диаметра цапфы.

При выборе профиля сечения можно руководствоваться соотношениями по фиг. 75-а. При этих соотношениях:

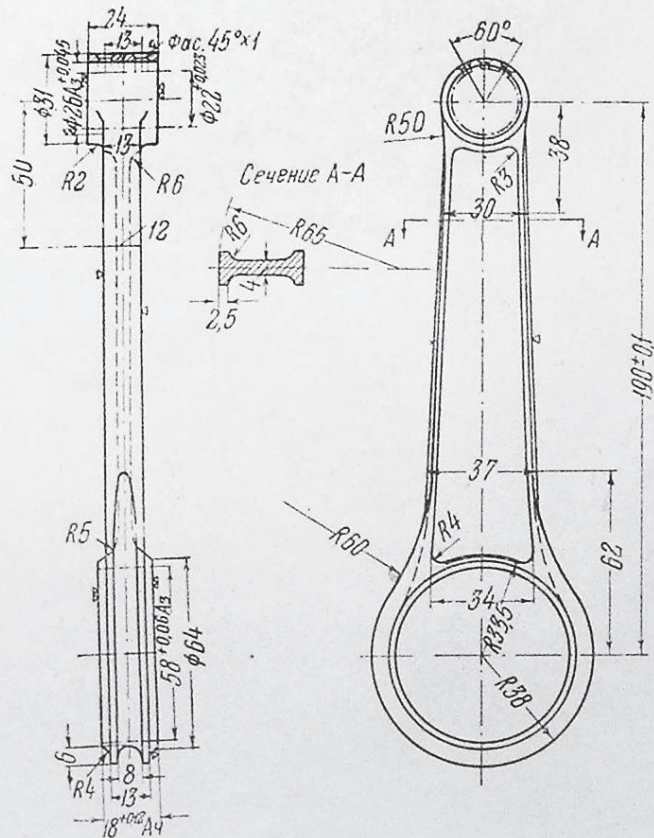
$$J_y = 0,012 a^4,$$

$$J_x = 0,048 a^4,$$

т. е. $J_x = 4J_y$.

$$\text{Площадь сечения } F = 0,36 a^2 \text{ см}^2.$$

И. М. Хельдт рекомендует несколько иные соотношения размеров профиля шатуна, согласно фиг. 75-б. При этих условиях



Фиг. 72. Усиление нижней головки ребрами.

$$J_x = 46,83 t^4,$$

$$J_y = 9,45 t^4,$$

т. е. $J_x \approx 5J_y$.

Площадь сечения $F = 11,3 t^2$.

Полкам сечения необходимо придать достаточный уклон (около 7—8%), углы округлить, чтобы удовлетворить условиямковки шатуна в матрицах.

Фиг. 73. Нижние головки шатунов V-образного двигателя.

3. Расчет на прочность. Размеры поперечного сечения стержня шатуна могут быть выбраны конструктивно по соотношениям, указанным на фиг. 75, с последующей проверкой расчетом на прочность.

Предварительный выбор размера a и связанных с ним можно сделать также простым расчетом на сжатие:

$$F = \frac{P_z}{k_d},$$

где $F = 0,36 a^2$ — площадь поперечного сечения шатуна; P_z — максимальное давление сгорания на днище поршня; k_d — допускаемое напряжение на сжатие 1200—1600 кг/см².

Расчет на продольный изгиб производится по формуле Ранкин-Гордона:

$$k_1 = \frac{P_z}{F} + \frac{\sigma PL^2}{\pi^2 EJ_x},$$

где P_z — максимальное давление сгорания; F — среднее поперечное сечение шатуна, равное $0,36 a^2$ см²; L — длина шатуна (между центрами головок) в см; E — модуль упругости стали, равный 2 100 000 кг/см²; σ — предел упругости 4000—6000 кг/см²; J_x — момент инерции равный $0,048 a^4$.

Поперечный изгиб от центробежных сил, возникающих при вращении шатуна, определяется по наибольшему изгибающему моменту:¹

$$M_{\max} = 0,00556 FRL^2 \left(\frac{n}{1000}\right)^2,$$

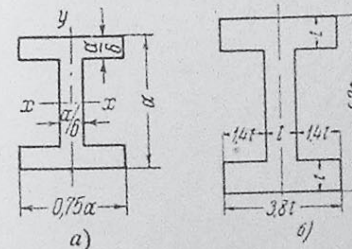
где R — радиус кривошипа в см; n — число об/мин.

Остальные обозначения прежние. Напряжение изгиба от этого момента:

$$k_2 = \frac{M_{\max}}{W},$$

где

$$W = \frac{2J_x}{a}.$$



Фиг. 75а и 75б.

Суммарное напряжение в стержне шатуна:

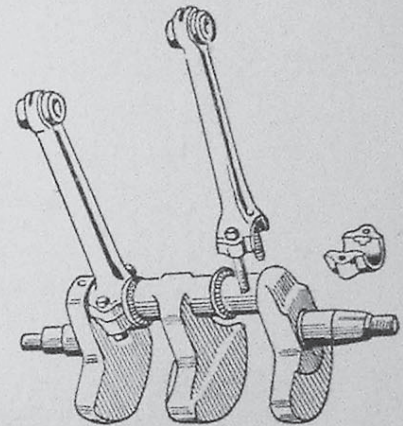
$$k = k_1 + k_2.$$

Запас прочности следует принимать 5-кратный.

При отступлении от соотношений, указанных на фиг. 75, момент инерции J_x находится из известных выражений (фиг. 76):

$$J_x = \frac{BH^3 - bh^3}{12};$$

¹ M_{\max} относится к сечению, отстоящему на $0,577 L$ от центра верхней головки.



Фиг. 74. Шатуны с разъемными головками (мотоцикл „Триумф“, 600 см³).

для прямоугольного сечения:

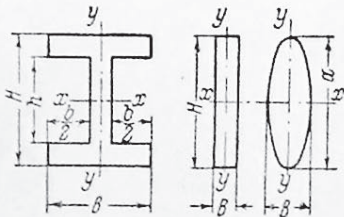
$$J_x = \frac{BH^3}{12};$$

для эллиптического:

$$J_x = 0,05 ba^3.$$

Площадь эллипса:

$$F = \frac{\pi ab}{4}.$$



Фиг. 76.

Расчет головок производится на разрыв по сечению I—I (фиг. 77) под действием инерционных сил поступательно движущихся масс.

Наибольшая сила инерции P_j , разрывающая верхнюю головку:

$$P_j = \left(\frac{n}{30}\right)^2 GR (1 + \lambda),$$

где G — вес поршня с кольцами и пальцем в кг; n — максимальное число об/мин.; R — радиус кривошипа в м;

$$\lambda = \frac{R}{L}.$$

Напряжение в стенках головки:

$$k_z = \frac{P_j}{2be},$$

где e — толщина стенок головки в см; b — ее длина в см.

При расчете нижней головки к весу G , кроме поршня, надо добавить еще $\sim 1/3$ веса шатуна.¹

Кроме того нижняя головка разрывается центробежной силой $P_{ц}$, вызываемой вращением нижней части шатуна, вес которой G' можно принять равным $\sim 2/3$ веса шатуна:

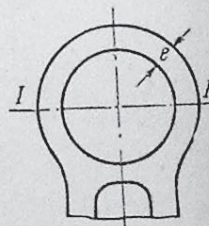
$$P_{ц} = G'R \left(\frac{n}{30}\right)^2.$$

Суммарная сила, разрывающая нижнюю головку: $P_j + P_{ц}$.

Напряжение не должно превосходить 400—450 кг/см² при максимальном числе оборотов.

4. **Материал.** Для шатунов применяются хромистые (например 40X по ГОСТ 7124) или хромоникелевые стали с сопротивлением на разрыв (после термообработки) от 8000 до 9000 кг/см² и пределом упругости от 6000 до 8000 кг/см².

¹ Для предварительных расчетов можно принимать вес шатуна 0,009 кг на 1 см² площади поршня.



Фиг. 77.

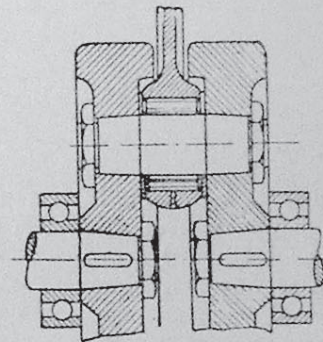
Анализы материала шатунов мотоциклов

	C	Cr	Ni	Mn	Si	P	Твердость нижней головки	
	в процентах						по Герберту	по Бриелю
DKW	0,39—0,42	0,44	3,22	0,33	0,23	0,005	54	540 ¹
Индиан . . .	0,19	0,08	3,53	—	—	—	—	500
AJS	0,33	1,0	1,30	—	—	—	—	350—368

¹ Цементация на глубину 0,5 мм до содержания углерода 0,9% и закалка.

Анализ бронзовой втулки верхней головки шатуна DKW

Cu	Sn	P	Fe
в процентах			
91,41	7,88	0,17	следы



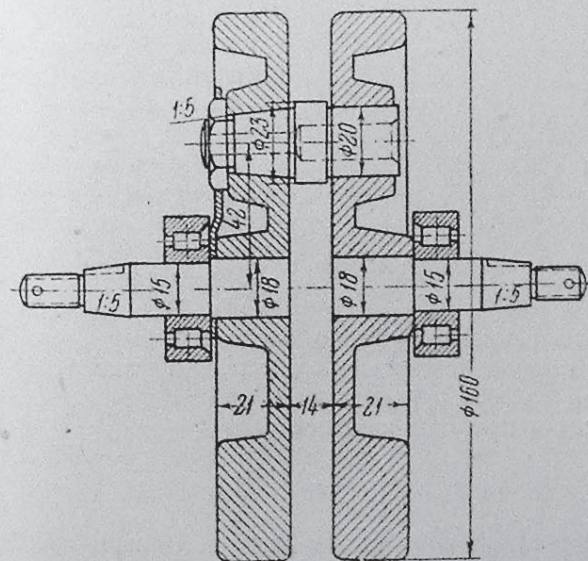
Фиг. 78. Коленчатый вал.

6. Коленчатые валы

1. **Конструкция.** Как правило, коленчатый вал мотоциклетных двигателей выполняется составным. Типовая конструкция показана на фиг. 78, где цапфа и коренные шейки соединяются с маховиками конусами, затягиваемыми гайками. Конусность от 1 : 5 до 1 : 10. Высота конуса 0,8—1,0 диаметра. Гайки должны быть предохранены от ослабления надежными стопорными приспособлениями. Конусы коренных шеек от проворачивания обыкновенно предохраняются шпонками.

Часто применяется для указанных соединений также неподвижная прессовая посадка (фиг. 79).

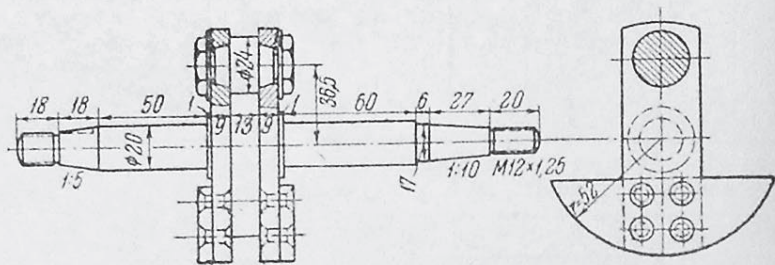
Возможность разборки (на случай ремонта или смены шатунного подшипника) предусмотрена здесь устройством разъемного соединения на ко-



Фиг. 79. Коленчатый вал.

нус с одной стороны цапфы кривошипа. При маховике, вынесенном наружу картера, коренные шейки могут быть откованы за одно целое со щеками кривошипа; соединение обеих половин показано на фиг. 80.

На фиг. 81 показана подобная же конструкция вала для двухцилиндрового двигателя: вал двухколенчатый из трех отдельных частей; соединения цилиндрические, на болтах.



Фиг. 80. Коленчатый вал двухтактного двигателя.

Выше, на фиг. 42 и 44, дан пример соединения коренных шеек с маховиками при помощи фланцев, на заклепках.

На фиг. 45 — неразборный вал с запрессованными шейками и цапфой, посадка шеек усилена шпонками Вудруфа.

Коренные шейки опираются на роликовые или шариковые подшипники, вставленные в стенки картера. Иногда один из коренных подшипников (со стороны распределения), а у двухтактных двигателей оба, делают гладкими (бронзовые втулки). Для смазки подшипников под давлением в шейках и щеках вала сверлятся каналы диаметром 3—5 мм.

Осевой люфт коленчатого вала (0,2—0,5 мм) регулируется шайбами, устанавливаемыми между маховиками и внутренними кольцами подшипников.

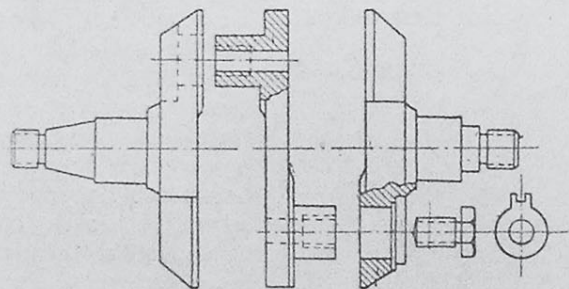
2. Расчет деталей вала. Размеры цапфы и коренных шеек определяются конструктивно в соответствии с размерами подшипников. При гладких подшипниках решающим фактором будет удельное давление (p), которое при максимальном давлении вспышки не должно превосходить: для цапфы кривошипа

$$p \leq 100 \text{ кг/см}^2,$$

для коренных шеек

$$p \leq 75 \text{ кг/см}^2.$$

Проверку прочности для валов, выполненных по фиг. 78 или фиг. 79, достаточно произвести по максимальному давлению вспышки (P_2) при положении цапфы в м. т.



Фиг. 81. Составной коленчатый вал двухцилиндрового двигателя.

$$\text{Реакции: } R_1 = R_2 = \frac{P_2}{2}.$$

Цапфа. Изгибающий момент в среднем сечении цапфы (фиг. 82):

$$M_b = R_1 \cdot \frac{l}{2} = \frac{P_2 \cdot l}{4}.$$

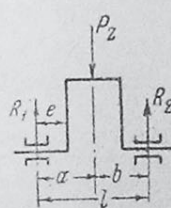
Напряжение

$$k_b = \frac{M_b}{W},$$

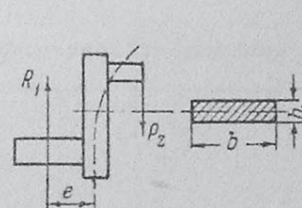
где момент сопротивления $W = 0,1 d^3$ — для сплошной цапфы или $W = 0,1 \frac{d^4 - d_1^4}{d}$ — для полой цапфы.

Коренные шейки работают на изгиб и на срез. Изгибающий момент

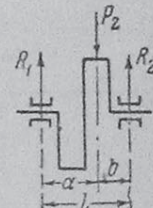
$$M_1 = R_1 \cdot e = \frac{P_2 e}{2}.$$



Фиг. 82.



Фиг. 83.



Фиг. 84.

Напряжение на изгиб

$$k_1 = \frac{M_1}{W}.$$

Напряжение на срез

$$k_2 = \frac{R_1}{F},$$

где площадь сечения $F = \frac{\pi d^2}{2}$ — для круглого сечения или $F = \frac{\pi (d^2 - d_1^2)}{4}$ для кольцевого.

Суммарное напряжение

$$k = \sqrt{k_1^2 + k_2^2}.$$

Для валов, выполненных согласно фиг. 80, кроме того проверяются на изгиб щеки кривошипа (фиг. 83):

$$M_1 = R_1 e; \quad k_b = \frac{M_1}{W},$$

где

$$W = \frac{bh^3}{6}.$$

Для двухколенного вала (фиг. 84) реакции:

$$R_1 = P_z \frac{b}{l} \quad \text{и} \quad R_2 = P_z \cdot \frac{a}{l}.$$

В остальном расчет не отличается от предыдущего.

Допускаемые напряжения

$$k_b = 1500 - 2000 \text{ кг/см}^2.$$

Примечание. Для многооборотных двигателей (5000 об/мин. и выше) силы инерции возвратно движущихся масс могут превышать P_z . В таком случае в вышеприведенных расчетах вместо P_z надо брать силу инерции P_j . Вычисление P_j см. на стр. 132.

Материал для цапфы кривошипа — хромоникелевая сталь (с высокой поверхностной твердостью после цементации, если ролики работают непосредственно по цапфе). Для коренных шеек и щек кривошипа могут быть применены среднеуглеродистые или хромистые стали (например 40ХН, ОСТ 7124), нецементируемые.

Анализы материала цапф кривошипа мотоциклов

	С	Cr	Ni	Mn	Si	P	S	Твердость на рабочей поверхности	
								по Герберту	по Бринелю
DKW . . .	1,00	1,46	—	0,28	0,20	—	—	74	740 ¹
Блекбэрн . .	0,12	—	—	0,70	0,07	0,039	0,061	75	750 ²
Индиан . . .	0,27	0,51	1,46	—	—	—	—	—	—

Анализы материала коренных шеек мотоциклов

	С	Mn	Si	P	S	Cr	Ni	Твердость на рабочей поверхности	
								по Герберту	по Бринелю
	в процентах								
Нортон . . .	0,18	0,62	0,023	—	0,049	—	—	50	500
Харлей . . .	0,12	0,80	0,006	0,091	0,039	—	—	70	700 ³
DKW . . .	0,16	0,46	0,24	0,012	0,019	0,52	—	60	600 ⁴
Индиан пр.	0,12	—	—	—	—	0,12	1,21	65	650
лев.	0,21	—	—	—	—	0,57	1,15	64	640

¹ Деталь изготовлена из стали № 10 и закалена при температуре 750°.

² Цементация с поверхности до содержания С $\geq 0,9\%$ и закалка.

³ Цементация на глубину 0,15 мм до содержания С $> 1\%$; после цементации наружный конец отпущен.

⁴ Цементация на глубину 1 мм до содержания С $\sim 0,9\%$; конец, запрессованный в маховик, закален.

Анализ материала коренного бронзового подшипника мотоциклов Харлей-Давидсон

$$\text{Cu} = 88,6\%; \quad \text{Sn} = 11,4\%.$$

3. Маховики. Проверка принятых размеров маховика для многооборотных двигателей производится не по степени равномерности вращения (на основании диаграммы тангенциальных усилий), а по запасу энергии, необходимому для взятия с места.

При этом предполагается, что трогание с места происходит только за счет кинетической энергии, освобождающейся при падении числа оборотов от n (на холостом ходу при неподвижном мотоцикле) до n_1 (при котором сцепление уже включено и машина движется со скоростью около 2 м/сек, т. е. ~ 8 км/час).

Приемлемой величиной для n надо считать 2000—2500 об/мин. При этом n_1 не должно падать ниже 800—1000 об/мин. (чтобы двигатель не заглох).

Обозначения: J_m — момент инерции маховиков кгм/сек²; η_m — механический к. п. д. двигателя 0,80; η_T — механический к. п. д. передачи 0,80; G — вес мотоцикла с ездоком в кг; v — приобретенная им скорость ~ 2 м/сек; g — ускорение силы тяжести.

Вычисление J_m — см. на стр. 45.

Энергия маховиков при n об/мин.:

$$E_1 = \frac{J_m \omega^2}{2} = \frac{J_m}{2} \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2.$$

Энергия маховиков при n_1 об/мин.:

$$E_2 = \frac{J_m}{2} \left(\frac{\pi n_1}{30} \right)^2.$$

Освободившаяся энергия, подведенная к заднему колесу:

$$(E_1 - E_2) \eta_m \eta_T = \frac{J_m \pi^2}{1800} (n^2 - n_1^2) \eta_m \eta_T.$$

Энергия, приобретенная мотоциклом:

$$E_3 = \frac{Gv^2}{2g}.$$

На основании равенства обоих количеств энергии имеем:

$$\frac{J_m \pi^2}{1800} (n^2 - n_1^2) \eta_m \eta_T = \frac{Gv^2}{2g}.$$

Отсюда можно определить $(n^2 - n_1^2)$ и затем, задаваясь величиной n , найти n_1 .

Пример. Пусть момент инерции маховиков, подсчитанный по конструктивно выбранным размерам, $J_m = 0,003$ кгм/сек² (см. стр. 46). Вес мотоцикла с ездоком $G = 220$ кг; $v = 2$ м/сек.

$$\frac{0,003 \cdot 3,14^2}{1800} \cdot 0,8 \cdot 0,8 (n^2 - n_1^2) = \frac{220 \cdot 2^2}{2 \cdot 9,8}.$$

Откуда

$$n^2 - n_1^2 = 4\,300\,000.$$

При $n_1 = 2500$ об/мин. $n = \sqrt{1950000} = 1400$ об/мин. т. е. вполне достаточная величина.

Улучшая процесс трогания с места, тяжелые маховики с большим моментом инерции ухудшают вместе с тем способность мотоцикла быстро реагировать на открытие дросселя.

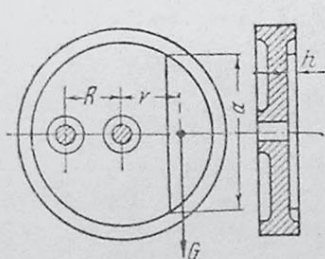
Например, мотоцикл 350 см^3 с легкими маховиками ($J_m = 0,00304 \text{ кгм/сек}^2$) разгоняется со скорости 25 км/час до 50 км/час в 6 сек ; время разгона того же мотоцикла с тяжелыми маховиками ($J_m = 0,00570 \text{ кгм/сек}^2$) — 8 сек .

4. Противовесы Если вес поступательно движущихся частей одного цилиндра G_n и вес вращающихся частей $G_{вр}$, то общий вес противовесов:

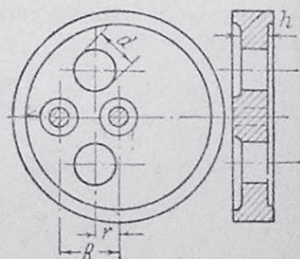
1) в одноцилиндровом двигателе:

$$G = (G_{вр} + AG_n) \frac{R}{r},$$

где $A = 0,45 - 0,65$;



Фиг. 85.



Фиг. 86.

2) в двухцилиндровом V-образном двигателе:

$$G = (G_{вр} + G_n) \frac{R}{r}$$

(см. Уравновешивание двигателя, стр. 133).

Противовесы выполняются одним из следующих способов.

1. Согласно фиг. 85 — образованием на маховиках утолщений в виде сегментов со стороны, противоположной цапфе.

Если G — общий вес противовесов, r — расстояние от центра маховика до центра тяжести противовеса, то

$$G = F \cdot h \cdot \gamma \cdot n,$$

где F — площадь сегмента; h — толщина; γ — удельный вес материала маховика; n — число противовесов (G в кг; r и h в см или G в кг и r и h в дм.).

$$r = \frac{a^3}{12F} \quad \text{и} \quad a^3 = \frac{12Gr}{h\gamma n}.$$

2. Согласно фиг. 86 — высверливанием двух отверстий, симметрично расположенных по сторонам цапфы:

$$G = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \gamma \cdot h \cdot n,$$

где n — общее число отверстий, остальные обозначения прежние.

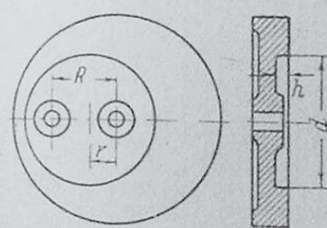
$$d^2 = \frac{4G}{\pi h \gamma n}.$$

3. Согласно фиг. 87 — эксцентричной круговой выемкой с обеих или с одной стороны маховиков:

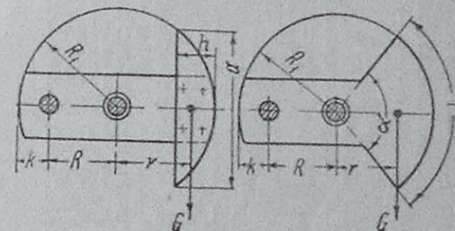
$$d^2 = \frac{4G}{\pi h \gamma n},$$

где n — общее число выемок.

При маховике, вынесенном наружу картера, противовесы помещаются на щеках кривошипа, образуя с ними одно целое, или выполняются



Фиг. 87.



Фиг. 88.

отдельно и приклепываются к щекам, как на фиг. 80. Обычная форма — сегмент или часть кругового сектора (фиг. 88).

Формулы для вычисления площадей и положения центра тяжести:

Сегмент. $R_1 = R + k.$

Площадь $F = \frac{IR_1 - a(R_1 - h)}{2},$

$$r = \frac{a^3}{12F}.$$

Сектор. $R_1 = R + k.$

Площадь $F = \frac{IR_1}{2} = \pi R_1^2 \cdot \frac{\alpha}{360},$

$$r = \frac{2}{3} R_1 \frac{a}{l}$$

при $\alpha = 180^\circ$ $r = 0,424 R_1$

" $\alpha = 90^\circ$ $r = 0,5 R_1$

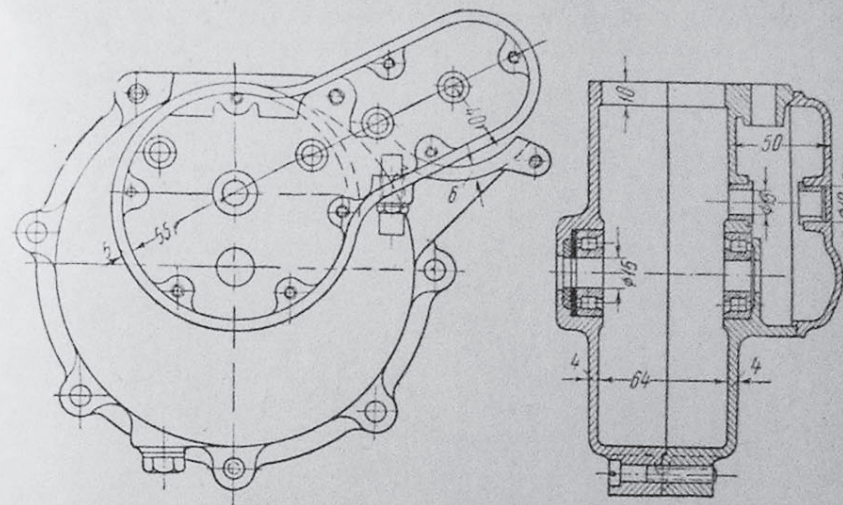
" $\alpha = 60^\circ$ $r = 0,637 R_1$

Длина дуги, стрелка, хорда и площадь сегмента для радиуса = 1
(При радиусе R числа таблицы умножаются на R , для площади сегмента на R^2)

Центр. угол в град.	Длина дуги	Стрелка	Длина хорды	Площадь сегмента	Центр. угол в град.	Длина дуги	Стрелка	Длина хорды	Площадь сегмента
60	1,0472	0,1340	1,0000	0,09059	105	1,8326	0,3912	1,5867	0,43333
61	1,0647	0,1384	1,0151	0,09502	106	1,8500	0,3982	1,5973	0,44439
62	1,0821	0,1428	1,0301	0,09958	107	1,8675	0,4052	1,6077	0,45560
63	1,0996	0,1474	1,0450	0,10428	108	1,8850	0,4122	1,6180	0,46695
64	1,1170	0,1520	1,0598	0,10911	109	1,9024	0,4193	1,6282	0,47844
65	1,1345	0,1566	1,0746	0,11408	110	1,9199	0,4264	1,6383	0,49008
66	1,1519	0,1613	1,0893	0,11919	111	1,9373	0,4336	1,6483	0,50187
67	1,1694	0,1661	1,1039	0,12443	112	1,9548	0,4408	1,6581	0,51379
68	1,1868	0,1710	1,1184	0,12982	113	1,9722	0,4481	1,6678	0,52586
69	1,2043	0,1759	1,1328	0,13535	114	1,9897	0,4554	1,6777	0,53807
70	1,2217	0,1808	1,1472	0,14102	115	2,0071	0,4627	1,6868	0,55041
71	1,2392	0,1859	1,1614	0,14683	116	2,0246	0,4701	1,6961	0,56289
72	1,2566	0,1910	1,1756	0,15279	117	2,0420	0,4775	1,7053	0,57551
73	1,2741	0,1961	1,1896	0,15889	118	2,0595	0,4850	1,7143	0,58827
74	1,2915	0,2014	1,2036	0,16514	119	2,0769	0,4925	1,7223	0,60116
75	1,3090	0,2066	1,2175	0,17154	120	2,0944	0,5000	1,7321	0,61418
76	1,3265	0,2120	1,2313	0,17808	121	2,1118	0,5076	1,7407	0,62734
77	1,3439	0,2174	1,2450	0,18477	122	2,1293	0,5152	1,7492	0,64063
78	1,3614	0,2229	1,2586	0,19160	123	2,1468	0,5228	1,7576	0,65404
79	1,3788	0,2284	1,2722	0,19859	124	2,1642	0,5305	1,7659	0,66759
80	1,3963	0,2340	1,2856	0,20573	125	2,1817	0,5383	1,7740	0,68125
81	1,4137	0,2396	1,2989	0,21301	126	2,1991	0,5460	1,7820	0,69505
82	1,4312	0,2453	1,3121	0,22045	127	2,2166	0,5538	1,7899	0,70897
83	1,4486	0,2510	1,3252	0,22804	128	2,2340	0,5616	1,7976	0,72301
84	1,4661	0,2569	1,3383	0,23578	129	2,2515	0,5695	1,8052	0,73716
85	1,4835	0,2627	1,3512	0,24367	130	2,2689	0,5774	1,8126	0,75144
86	1,5010	0,2686	1,3640	0,25171	131	2,2864	0,5853	1,8199	0,76584
87	1,5184	0,2746	1,3767	0,25990	132	2,3038	0,5933	1,8271	0,78034
88	1,5359	0,2807	1,3893	0,26825	133	2,3213	0,6013	1,8341	0,79497
89	1,5533	0,2867	1,4018	0,27675	134	2,3387	0,6093	1,8410	0,80970
90	1,5708	0,2929	1,4142	0,28540	135	2,3562	0,6173	1,8478	0,82454
91	1,5882	0,2991	1,4265	0,29420	136	2,3736	0,6254	1,8544	0,83949
92	1,6057	0,3053	1,4387	0,30316	137	2,3911	0,6335	1,8608	0,85455
93	1,6232	0,3116	1,4507	0,31226	138	2,4086	0,6416	1,8672	0,86971
94	1,6406	0,3180	1,4627	0,32152	139	2,4260	0,6498	1,8733	0,88497
95	1,6580	0,3244	1,4746	0,33093	140	2,4435	0,6580	1,8794	0,90034
96	1,6755	0,3309	1,4863	0,34050	141	2,4609	0,6662	1,8853	0,91580
97	1,6930	0,3374	1,4979	0,35021	142	2,4784	0,6744	1,8910	0,93135
98	1,7104	0,3439	1,5094	0,36008	143	2,4958	0,6827	1,8966	0,94700
99	1,7279	0,3506	1,5208	0,37009	144	2,5133	0,6910	1,9021	0,96274
100	1,7453	0,3572	1,5321	0,38026	145	2,5307	0,6993	1,9074	0,97858
101	1,7628	0,3639	1,5432	0,39058	146	2,5482	0,7076	1,9126	0,99449
102	1,7802	0,3707	1,5543	0,40104	147	2,5656	0,7160	1,9176	1,01050
103	1,7977	0,3775	1,5652	0,41166	148	2,5831	0,7244	1,9225	1,02658
104	1,8151	0,3843	1,5760	0,42242	149	2,6005	0,7328	1,9273	1,04275
					150	2,6180	0,7412	1,9319	1,05900

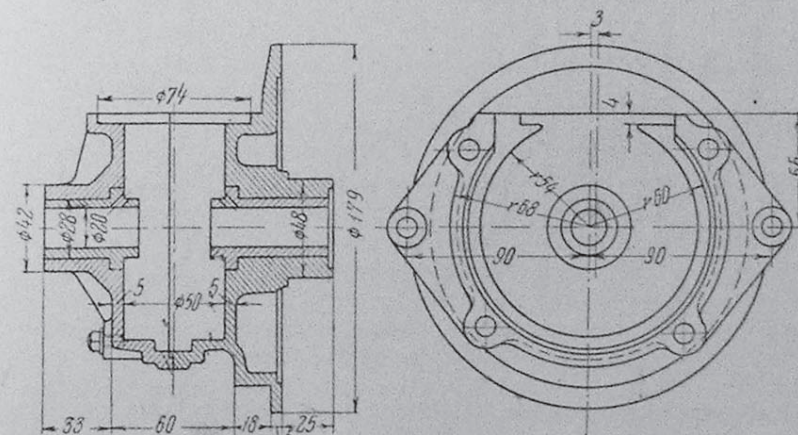
7. Картер двигателя

1. Конструкция. Типовые конструкции представлены на фиг. 89, 90 и 93.



Фиг. 89. Картер четырехтактного одноцилиндрового двигателя.

Разъем картера в вертикальной плоскости. Обе половины точно припасовываются одна к другой с помещением между ними прокладки из промасленной бумаги и сжимаются несколькими сквозными бол-

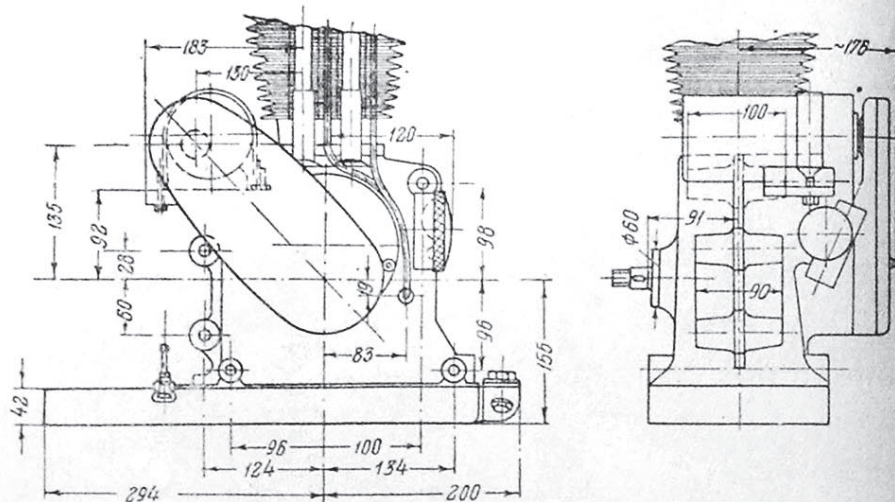


Фиг. 90. Картер двухтактного двигателя.

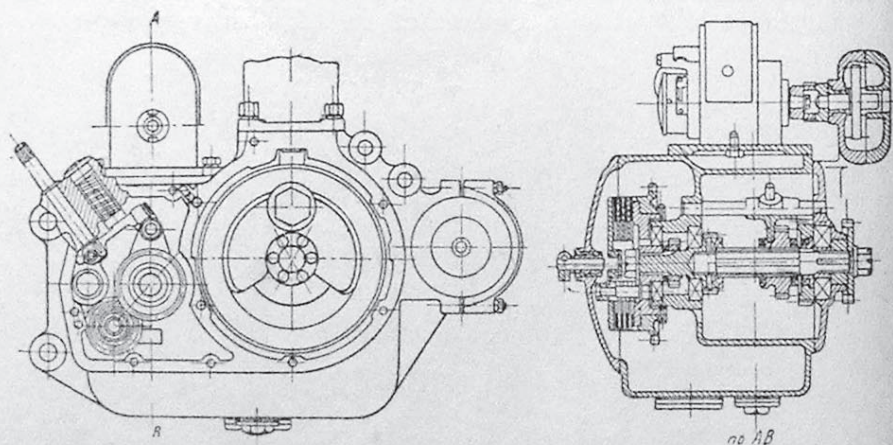
тами, устанавливаемыми без зазора. Правая половина картера (фиг. 93) отливается за одно целое с коробкой распределительных шестерен. На картере предусматривается площадка для помещения магнето или динамо.

Объем картера двухтактного двигателя (фиг. 90) должен быть рассчитан на получение в нем сжатия $1,3—1,5 \text{ кг/см}^2$ к моменту начала продувки.

Пусть V_k — объем картера в начале продувки; V_e — эффективный рабочий объем цилиндра; начальное давление сжатия $p_0 = 1 \text{ кг/см}^2$;



Фиг. 91. Картер с резервуаром для масла (конструкция МАГ).



Фиг. 92. Картер с резервуаром для масла и коробкой передач (конструкция Пежо).

конечное давление сжатия $p_k = 1,3—1,5 \text{ кг/см}^2$; тогда необходимый объем картера для получения требуемого давления:

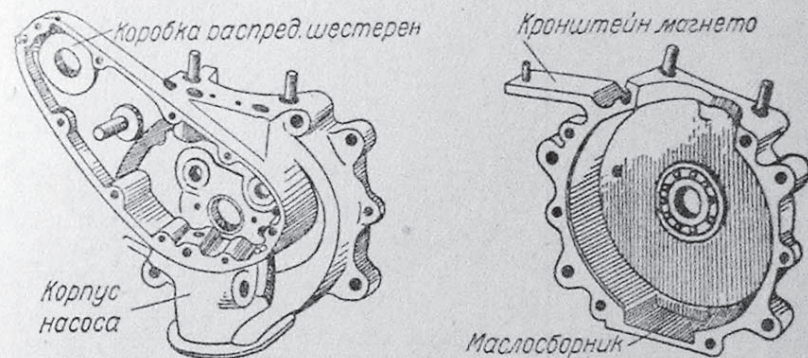
$$V_k = \frac{V_e}{p_k^{0,715} \cdot 1}$$

Эффективным рабочим объемом цилиндра V_e здесь следует считать около 0,70 объема, описываемого поршнем, учитывая, что сжатие в картере начинается лишь после закрытия всасывающих окон (см. стр. 162).

На фиг. 91, 42 и 43 представлены отливки картера за одно целое с масляным резервуаром. При этой конструкции отпадает надобность в длинных масляных трубопроводах, склонных к поломкам и к обмерзанию в зимнее время. В конструкции ПМЗ-А-750 масляный резервуар служит также консолью для крепления коробки скоростей.

Для улучшения охлаждения масла на картере отлиты ребра (фиг. 43).

На фиг. 92 показана конструкция картера, объединяющая в одном блоке кривошипную камеру, коробку передач и масляный резервуар, а также гнездо для динамо и площадку для магнето.



Фиг. 93. Правая и левая половины картера (Л-8).

Основная часть картера в данном случае является цельной отливкой, а распределительная коробка отлита отдельно.

Длина нарезки всех шурупов, завинчиваемых в алюминий, не менее 2,5 диаметров. Толщина стенок картера обусловлена преимущественно литейными требованиями и заключается обыкновенно в пределах 4—5 мм.

2. Уплотнение картера. Простейший способ уплотнения коренных подшипников показан выше, на фиг. 90: большая длина подшипников в достаточной мере обеспечивает их плотность. При роликовых или шариковых подшипниках необходимо устройство сальников, см. фиг. 42—45, 89. Сальник образован войлочной набивкой, отделенной от подшипника стальной шайбой. У четырехтактных двигателей во избежание выжимания масла через неплотности картера, при нисходящем ходе поршня, и нагревания заключенного в картере воздуха создают вакуум в полости картера устройством обратного клапана (сапуна). Последний располагают обычно на распределительной коробке, сообщаемой с полостью картера.

3. Материал для картеров — алюминиевые сплавы с 7—9% меди или кремнисто-алюминиевые сплавы, например № 4 и 5 по СТ9—25001 Глававтопрома. Допускаемые напряжения на растяжение $k_t = 500 \text{ кг/см}^2$; на изгиб — $k_b = 400 \text{ кг/см}^2$.

№	Данные	Расчетные формулы	Размерность	Средние величины и их пределы
1	Ход поршня/диаметр цилиндра	$s : d$	—	$\frac{1,15}{0,9 \div 1,4}$
2	Стенки цилиндра	$k_z = \frac{p_z \cdot d}{2e}$ (e — толщина стенки)	кг/см ²	$\frac{200}{85 \div 300}$
3	Вес поршня/площадь поршня	$\frac{G_n}{F_n}$	"	$\frac{0,013}{0,009 \div 0,017}$
4	Вес шатуна/площадь поршня	$\frac{G_{ш}}{F_n}$	"	$\frac{0,009}{0,006 \div 0,01}$
5	Давление поршня на стенки цилиндра	$p_{max} = \frac{0,12 P_z}{d \cdot H}$ (H — высота поршня)	"	$\frac{2,7}{1,9 \div 3,7}$
6	Напряжение в днище поршня	$k_b = \frac{d_1^2 \cdot p_z}{4e^2}$ (d_1 — вн. диам. поршня, e — толщина днища)	"	$\frac{400}{250 \div 900}$
7	Напряжение в поршневом пальце	$k_b = \frac{0,5 P_z \left(\frac{l_0}{2} - \frac{l_{ш}}{4} \right)}{W}$ (l_0 — расчетная длина пальца, $l_{ш}$ — длина шатунной головки)	"	$\frac{3000}{1850 \div 4000}$
8	Удельное давление на поршневый палец	$p_n = \frac{P_z}{d_n l_{ш}}$ (d_n — нар. диам. пальца)	"	$\frac{250}{200 \div 300}$
9	Удельное давление в бобышках поршня	$\frac{P_z}{2l_6 \cdot d_n}$ (l_6 — длина бобышки)	"	$\frac{250}{180 \div 380}$
10	Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна	$\lambda = \frac{R}{L}$	—	$\frac{1/4}{1 \div 1}$ $\frac{1}{3,7 \div 4,8}$
11	Шатун, запас прочности при продольном изгибе	$n = \frac{\pi^2 \cdot I_x \cdot E}{L^2 \cdot P_z}$	—	$\frac{4}{2 \div 7}$
12	Шатун, сжатие	$k_e = \frac{P_z}{J_{ш \min}}$	кг/см ²	$\frac{1200}{800 \div 1400}$

№	Данные	Расчетные формулы	Размерность	Средние величины и их пределы
13	Нижняя головка шатуна	$k_z = \frac{P_j}{2I_{ш} \cdot e}$ (e — толщина стенок головки, P_j — сила инерции)	кг/см ²	$\frac{300}{120 \div 430}$
14	Верхняя головка шатуна			
15	Цапфа кривошипа	$k_b = \frac{M_{из}}{W}$	"	$\frac{2000}{1800 \div 3000}$
16	Коренная шейка	$k_b = \frac{M_{из}}{W}$	"	$\frac{2000}{1100 \div 3000}$
17	Щека вала	$k_b = \frac{M_{из}}{W}$	"	$\frac{2000}{1700 \div 2800}$
18	Средняя скорость газа в клапане	$v_k = \frac{v_{ср} \cdot F_n}{f_{к \max}}$	м/сек	$\frac{80}{50 \div 110}$
19	Средняя скорость поршня	$v_{ср} = \frac{S \cdot n}{30}$	"	$\frac{12}{7,5 \div 17,2}$

Примечание. Напряжения подсчитаны при $P_z = 30$ кг/см².

IV. КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА КРИВОШИПНОГО МЕХАНИЗМА

1. Расстояния поршня от верхней мертвой точки S_n .

Обозначения (см. фиг. 94): R — радиус кривошипа, L — длина шатуна, λ — отношение $\frac{R}{L}$, α — угол поворота кривошипа.

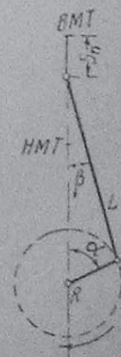
Расстояние поршня от в. м. т. при повороте кривошипа на угол α :

$$S_n = R \left[\left(1 + \frac{1}{4\lambda} \right) - \left(\cos \alpha + \frac{\cos 2\alpha}{4\lambda} \right) \right] = R \cdot A,$$

где коэффициент A заменяет выражение, стоящее в прямых скобках. Величины A для разных α и λ даны в следующей таблице (см. стр. 126).

Графический способ определения путей, проходимых поршнем при повороте кривошипа на угол α (фиг. 95).

Чертят из центра O три concentрические окружности — I, II и III радиусами R , $L - R$ и $L + R$ и из центра A окружность IV радиусом L . Направление радиуса OB для каждого данного угла поворота кривошипа α продолжают до пересечения с окружностями III и IV. Отрезок $ab = S_n$ (в масштабе чертежа). Чертеж следует выполнять по возможности в масштабе 1:1.

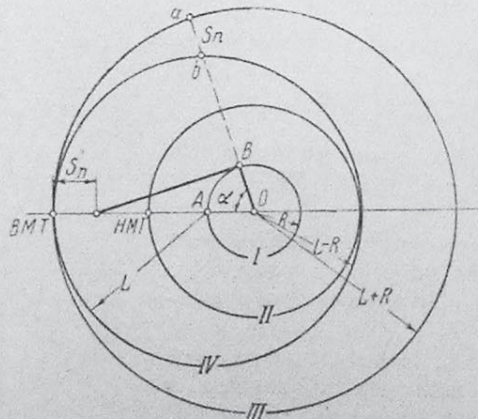


Фиг. 94.

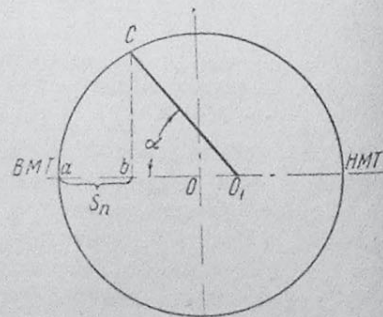
Таблица значений

$$A = \left(1 + \frac{1}{4\lambda}\right) - \left(\cos \alpha + \frac{\cos 2\alpha}{4\lambda}\right).$$

α°	λ						α°
	3,4	3,6	3,8	4,0	4,2	4,4	
0	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	360
10	0,020	0,019	0,019	0,019	0,018	0,018	350
20	0,078	0,077	0,076	0,075	0,074	0,074	340
30	0,171	0,169	0,167	0,165	0,164	0,163	330
40	0,295	0,291	0,288	0,286	0,284	0,282	320
50	0,444	0,439	0,434	0,431	0,428	0,424	310
60	0,610	0,604	0,599	0,594	0,590	0,586	300
70	0,788	0,781	0,774	0,768	0,764	0,758	290
80	0,969	0,961	0,954	0,948	0,944	0,938	280
90	1,147	1,139	1,132	1,125	1,121	1,116	270
100	1,316	1,308	1,301	1,295	1,290	1,280	260
110	1,472	1,465	1,458	1,452	1,448	1,442	250
120	1,610	1,604	1,599	1,594	1,590	1,586	240
130	1,729	1,724	1,720	1,716	1,712	1,710	230
140	1,827	1,823	1,820	1,818	1,816	1,814	220
150	1,903	1,901	1,900	1,897	1,896	1,894	210
160	1,957	1,956	1,955	1,954	1,954	1,953	200
170	1,989	1,989	1,989	1,989	1,988	1,988	190
180	2,000	2,000	2,000	2,000	2,000	2,000	180



Фиг. 95. Определение S_n по способу Мюллера.



Фиг. 96. Определение S_n по способу Брикса.

Другой графический способ (Брикса) показан на фиг. 96: чертят круг радиусом R . На диаметре, проведенном через мертвые точки, намечают полюс O_1 на расстоянии от центра $OO_1 = \frac{R^2}{2L}$, отложенном по направлению к н. м. т. Точку O_1 принимают за вершину углов псевдота кривошипа α . Отрезок ab от в. м. т. до перпендикуляра bc выражает S_n в масштабе чертежа.

2. Скорость поршня

Точное выражение для скорости поршня

$$v_n = R\omega \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta},$$

где β — угол отклонения шатуна от оси цилиндра (фиг. 94); R — радиус кривошипа в m ; ω — угловая скорость при данном числе оборотов.

$$\sin \beta = \lambda \sin \alpha;$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30}.$$

Значения ω для разных n даны в нижеследующей таблице:

Таблица угловых скоростей (ω) и их квадратов (ω^2).

n об/мин.	ω	ω^2	n об/мин.	ω	ω^2
1000	104,72	10 966	2500	261,80	68 540
1100	115,19	13 269	2600	272,27	74 131
1200	125,66	15 793	2700	282,74	79 944
1300	136,14	18 535	2800	293,22	85 975
1400	146,61	21 494	2900	303,69	92 226
1500	157,08	24 674	3000	314,16	98 696
1600	167,55	28 074	3100	324,63	105 385
1700	178,02	31 693	3200	335,10	112 293
1800	188,50	35 530	3300	345,57	119 421
1900	198,97	39 587	3400	356,05	126 769
2000	209,44	43 865	3500	366,52	134 335
2100	219,91	48 361	3600	376,50	142 000
2200	230,38	53 076	3700	387,00	149 800
2300	240,86	58 012	3800	397,90	158 200
2400	251,33	63 166	3900	408,40	167 000
			4000	418,88	175 400

Скорость поршня с достаточной для практики точностью определяется из выражения:

$$v_n = R\omega \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) = R\omega \cdot K.$$

Значения коэффициента $K = \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha$ даны в следующей таблице:

Таблица значений $K = \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha$

α°	λ					α°
	1:3,4	1:3,6	1:3,8	1:4,0	1:4,2	
0	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	360
10	0,224	0,221	0,219	0,216	0,214	350
20	0,437	0,431	0,427	0,422	0,419	340
30	0,627	0,620	0,614	0,608	0,603	330
40	0,788	0,780	0,772	0,766	0,760	320
50	0,911	0,903	0,896	0,889	0,883	310
60	0,993	0,986	0,980	0,974	0,969	300
70	1,034	1,029	1,024	1,020	1,016	290
80	1,035	1,032	1,030	1,028	1,026	280
90	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	270
100	0,935	0,937	0,940	0,942	0,944	260
110	0,845	0,850	0,855	0,859	0,863	250
120	0,739	0,746	0,752	0,758	0,763	240
130	0,621	0,629	0,637	0,643	0,649	230
140	0,498	0,506	0,510	0,520	0,527	220
150	0,373	0,380	0,383	0,392	0,397	210
160	0,248	0,253	0,255	0,262	0,266	200
170	0,123	0,126	0,127	0,131	0,133	190
180	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	180

Скорость поршня равна нулю при $\alpha_1 = 0^\circ$ и $\alpha_2 = 180^\circ$, т. е. в мертвых точках.

Максимального своего значения v_n достигает при следующих углах α в зависимости от λ :

$$\lambda = \frac{1}{3,4} \quad \frac{1}{3,6} \quad \frac{1}{3,8} \quad \frac{1}{4} \quad \frac{1}{4,2}$$

$$\alpha = 75^\circ 10' \quad 75^\circ 50' \quad 75^\circ 26' \quad 77^\circ \quad 77^\circ 30'$$

Изменение скорости поршня за полный оборот кривошипа (360°) представлено на фиг. 97. Сплошная кривая относится к $\lambda = \frac{1}{4}$ и пунктирная к $\lambda = \frac{1}{3,4}$. Как видно, изменение λ в этих пределах оказывает весьма малое влияние на v_n .

Для сравнения на том же графике нанесена средняя скорость поршня

$$v_{\text{ср}} = \frac{2R \cdot n}{30} = \frac{S \cdot n}{30}$$

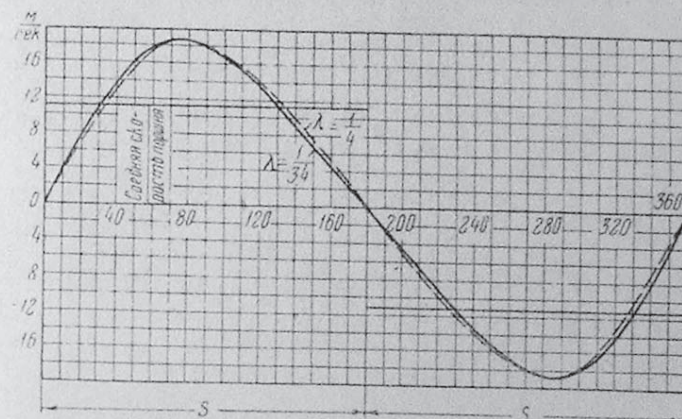
3. Ускорение поршня

Ускорение поршня определяется из уравнения

$$i_n = R\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) = R\omega^2 \cdot K',$$

где R — в м.

Значения ω^2 даны в таблице на стр. 127.



Фиг. 97. Кривые скорости поршня при 4000 об/мин. и $R = 42,5$ мм.

Значения коэффициента $K' = \cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha$ даны в следующей таблице

Таблица значений $K' = \cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha$

α°	Знак	λ					α°
		1:3,4	1:3,6	1:3,8	1:4,0	1:4,2	
0	+	1,294	1,278	1,263	1,250	1,238	360
10	+	1,261	1,246	1,232	1,220	1,209	350
20	+	1,165	1,153	1,141	1,131	1,122	340
30	+	1,013	1,005	0,998	0,991	0,985	330
40	+	0,817	0,814	0,812	0,810	0,807	320
50	+	0,592	0,595	0,597	0,599	0,601	310
60	+	0,353	0,361	0,368	0,375	0,381	300
70	+	0,117	0,129	0,140	0,150	0,160	290
80	—	0,103	0,087	0,074	0,061	0,050	280
90	—	0,294	0,278	0,263	0,250	0,238	270
100	—	0,450	0,435	0,421	0,409	0,397	260
110	—	0,567	0,555	0,544	0,533	0,524	250
120	—	0,647	0,639	0,632	0,625	0,619	240
130	—	0,694	0,691	0,688	0,686	0,684	230
140	—	0,715	0,718	0,720	0,723	0,725	220
150	—	0,719	0,727	0,734	0,741	0,747	210
160	—	0,714	0,727	0,738	0,748	0,757	200
170	—	0,708	0,724	0,738	0,750	0,761	190
180	—	0,706	0,722	0,737	0,750	0,762	180

Ускорение равно нулю при тех же углах α , при которых v_n достигает максимума.

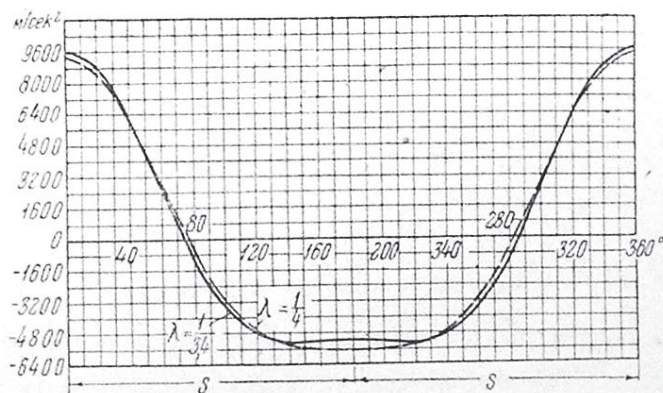
Ускорение имеет максимальное положительное значение в в. м. т.

$$i_{\max} = R\omega^2(1 + \lambda).$$

Ускорение имеет максимальное отрицательное значение в н. м. т. только для двигателей, у которых $\lambda \leq 1/4$:

$$j'_{\max} = -R\omega^2(1 - \lambda).$$

В двигателях, у которых $\lambda > 1/4$, отрицательное ускорение достигает максимума дважды: вблизи н. м. т. по обе стороны от нее.



Фиг. 98. Кривые ускорения поршня при 4000 об/мин. и $R = 42,5$ м.м.

Протекание кривых ускорений поршня за полный оборот кривошипа для $\lambda = \frac{1}{4}$ и $\lambda = \frac{1}{3,4}$ (сплошная кривая) представлено на фиг. 98.

4. Дезаксированный кривошипный механизм

В двухтактных мотоциклетных двигателях ось цилиндра иногда смещают по отношению к вертикальной оси кривошипа (фиг. 99).

Смещение $e = 0,1 - 0,25 R$.

При этом мертвые положения поршня получаются в точках A_1 и A_2 , не совпадающих с вертикальной осью кривошипа. Углы, соответствующие мертвым точкам:

$$\sin \alpha' = \frac{\lambda e}{1 + \lambda}$$

и

$$\sin \alpha'' = -\frac{\lambda e}{1 - \lambda}.$$

Указанным смещением предупреждается возможность для двухтактного двигателя при пуске в ход начать вращаться в обратном направлении.

Для четырехтактных мотоциклетных двигателей дезаксация не имеет никаких преимуществ и почти никогда не применяется.

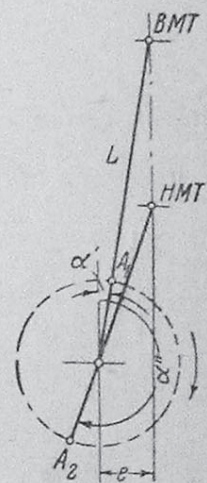
Теоретически в дезаксированном двигателе ход поршня $S > 2R$. Практически это увеличение хода поршня выражается сотыми долями миллиметра и целиком покрывается зазорами в шатунных подшипниках. Столь же незначительны изменения v_n и j_n .

Для сравнения приводятся ниже величины S , v_n и j_n для нормального и дезаксированного двигателей при $R = 50$ м.м.; $\lambda = 1/4$, $e = 1/5 R$ и $n = 2000$ об/мин.

Обыкновенный двигатель	Дезаксированный двигатель
$S = 2R = 100$ м.м.	$S = 100,08$ м.м.
$v_n \max = 10,78$ м/сек	$v_n \max = 10,70$ м/сек
$j_n \max = 2740$ м/сек ²	$j_n \max = 2741$ м/сек ²

Отсюда следует, что кинематика дезаксированного двигателя практически не отличается от нормального двигателя.

Боковое давление поршня на стенку цилиндра уменьшается дезаксацией при рабочем ходе поршня. Однако величина этого давления в многооборотных мотоциклетных двигателях определяется преимущественно силами инерции возвратно-движущихся частей (а не давлением газов на поршень), следовательно, дезаксация в этом отношении бесполезна.



Фиг. 99. Дезаксированный кривошипный механизм.

5. Силы, действующие в кривошипном механизме

Силы, действующие в кривошипном механизме, можно разделить на две группы:

- 1) силы от давления газов в цилиндре (P_2);
- 2) силы инерции возвратно-движущихся масс кривошипного механизма (P_j).

Складываясь, они дают суммарные действующие силы (P_s).

$$P_s = P_2 \pm P_j.$$

1. Силы давления газов. Давление газов в цилиндре на 1 см^2 дна поршня определяется из индикаторной диаграммы для ходов сжатия и сгорания (фиг. 51).

Давлениями всасывания и выпуска пренебрегают.

Связь между углами поворота кривошипа и линейным перемещением поршня определяется согласно фиг. 96 или вычислением (стр. 126).

Сила P_2 давления на весь поршень будет

$$P_2 = (p - 1) F,$$

где F — площадь поршня в см^2 и p — давление газов на 1 см^2 .

2. Силы инерции возвратно-движущихся масс. Обозначая G_n — вес возвратно-движущихся частей (комплект поршня и часть веса шатуна,

*

отнесенная к поршню); g — ускорение силы тяжести и j_n — ускорение поршня, имеем:

$$P_j = \frac{G_n}{g} j_n$$

или

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

Первое слагаемое, т. е. $\frac{G_n}{g} R \omega^2 \cos \alpha$, называют силой инерции 1-го порядка. Второе слагаемое, т. е. $\frac{G_n}{g} R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha$, называют силой инерции 2-го порядка.

Для в. м. т.

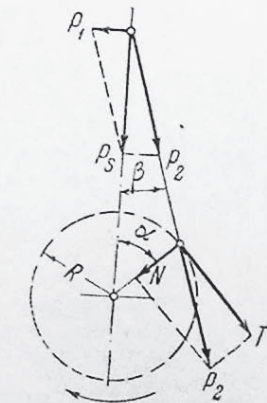
$$P_j = \left(\frac{n}{30}\right)^2 G_n R (1 + \lambda).$$

Для н. м. т.

$$P_j = \left(\frac{n}{30}\right)^2 G_n R (1 - \lambda),$$

где n — число об/мин.

3. Суммарные действующие силы P_s . Давление поршня выражается алгебраической суммой давления газов P_2 и силы инерции P_j . Последняя меняет свое направление дважды за один оборот вала.



Фиг. 100.

В первой половине нисходящего хода поршня и второй половине восходящего хода P_j направлена вверх, противоположно P_2 , следовательно тормозит движение поршня.

При этом $P_s = P_2 - P_j$.

Для остальных положений поршня $P_s = P_2 + P_j$.

Во время ходов всасывания и выпуска можно считать $P_2 = 0$, следовательно $P_s = \pm P_j$.

4. Боковое давление на стенку цилиндра. При отклонении кривошипа на угол α от в. м. т. сила P_s , направленная по оси цилиндра, разлагается на две составляющих — P_1 и P_2 (фиг. 100):

$$P_1 = P_s \operatorname{tg} \beta;$$

причем $\operatorname{tg} \beta \approx \lambda \sin \alpha$.

Сила P_1 прижимает поршень к стенке цилиндра.

Сила P_2 направлена по оси шатуна:

$$P_2 = \frac{P_s}{\cos \beta}.$$

Эта сила действует на цапфу кривошипа.

5. Тангенциальная (касательная) и нормальная силы кривошипа. Сила P_2 может быть разложена согласно фиг. 100 на две составляющих T и N .

Составляющая T направлена по касательной к окружности кривошипа и называется тангенциальной силой:

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

Она создает крутящий момент двигателя

$$M_d = TR.$$

Составляющая N направлена по радиусу кривошипа и воспринимается подшипниками:

$$N = P_s \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}.$$

V. УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДВИГАТЕЛЯ

1. Вращающиеся и поступательно движущиеся части кривошипного механизма

Движущиеся части кривошипного механизма делятся на две группы: части, участвующие в круговом движении кривошипа, и части, движущиеся возвратно-поступательно.

Массу шатуна, участвующего в обоих видах движения, делят условно на две части и приводят к верхней и нижней головкам.

Пусть O — центр тяжести шатуна (фиг. 101). Положение O для выполненного шатуна определяется уравновешиванием его на призме, для проектируемого — по чертежу.

Если a и b — расстояния центра тяжести от центров головок, L — длина шатуна и M — его масса, то часть массы, приведенная к нижней головке:

$$M_1 = \frac{b}{L} M,$$

масса, приведенная к верхней головке:

$$M_2 = \frac{a}{L} M,$$

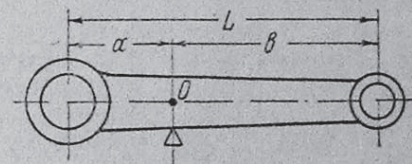
причем $M = M_1 + M_2$.

Приближенно можно считать:

$$M_1 = \frac{2}{3} - \frac{3}{4} M,$$

$$M_2 = \frac{1}{3} - \frac{1}{4} M.$$

Таким образом вращающимися частями кривошипного механизма являются: цапфа кривошипа (не считая концов, вставленных в отверстия маховиков), гайки, крепящие цапфу, шатунный подшипник, все вообще части, не имеющие симметричных себе относительно оси вращения, и масса шатуна M_1 , приведенная к нижней головке.



Фиг. 101.

Поступательно движущиеся части: поршень с кольцами, поршневой палец, подшипник пальца и масса шатуна M_2 , приведенная к верхней головке.

Для современных мотоциклетных двигателей можно принимать в среднем вес поступательно движущихся частей равным 0,012 кг на 1 см² площади поршня.

2. Уравновешивание центробежной силы инерции

Вращающиеся части кривошипного механизма создают центробежную силу $P_{ц}$, направленную по радиусу и постоянную по величине для данного числа оборотов:

$$P_{ц} = M_{вр} \omega^2 R = G_{вр} R \left(\frac{n}{30} \right)^2,$$

где: $M_{вр}$ — масса вращающихся частей; $G_{вр}$ — их вес в кг; ω — угловая скорость; R — радиус кривошипа в м; n — число об/мин.

Центробежная сила может быть полностью уравновешена противовесом M' , расположенным диаметрально-противоположно цапфе на расстоянии R' при условии:

$$M_{вр} \cdot R = M' \cdot R'.$$

3. Уравновешивание сил инерции масс, движущихся возвратно поступательно

Определение силы инерции P_j см. на стр. 132.

Так как сила P_j переменна по величине, то ее нельзя уравновесить вращающимся противовесом, создающим постоянную центробежную силу.

В мотоциклетных двигателях возможно только частичное уравновешивание этой силы противовесом M'' .

Для мотоциклов дорожного типа, рассчитанных на работу преимущественно на средних оборотах, массу противовеса M'' выбирают с таким расчетом, чтобы ею уравновешивалось до 0,65 ($\sim \frac{2}{3}$) максимальной силы P_j в в. м. т.

Для многооборотных двигателей рекомендуется уравновешивать 0,45 P_j .

Центробежная сила противовеса M'' при расстоянии центра тяжести его от оси вращения R'' :

$$P_{ц}'' = M'' \omega^2 R''.$$

Максимальная сила инерции возвратно движущихся масс в мертвых точках:

$$P_j = M_n \omega^2 R (1 \pm \lambda).$$

Остаток неуравновешенных сил:

В в. м. т.

$$P_j - P_{ц}'' = M_n \omega^2 R (1 \pm \lambda) - M'' \omega^2 R'' = (1 - A) M_n \omega^2 R (1 \pm \lambda),$$

где A — коэффициент уравновешенности, равный 0,45 — 0,65.

В н. м. т.

$$P_j - P_{ц}'' = (1 - A) M_n \omega^2 R (1 - \lambda).$$

В положениях кривошипа, при которых $P_j = 0$, неуравновешенной будет центробежная сила самого противовеса — $P_{ц}'' = M'' \omega^2 R''$.

4. Уравновешивание одноцилиндрового двигателя

В одноцилиндровом двигателе уравновешивают полностью центробежную силу вращающихся частей $P_{ц}$ и 0,45 — 0,65 максимальной силы инерции P_j .

Общий вес G противовесов:

$$G = (G_{вр} + A \cdot G_n) \frac{R}{r},$$

где $G_{вр}$ — вес вращающихся частей; G_n — вес поступательно движущихся частей; A — коэффициент уравновешенности, равный 0,45 — 0,65; R — радиус кривошипа; r — расстояние центра тяжести противовеса до оси вращения.

5. Уравновешивание двухцилиндрового двигателя с углом между кривошипами 0°

В отношении уравновешивания сил инерции двигатель аналогичен одноцилиндровому с той лишь разницей, что $G_{вр}$ и $G_{ц}$ представляют собой общие веса вращающихся и возвратно движущихся частей двух кривошипных механизмов.

Расположение противовесов см. на фиг. 74.

6. Уравновешивание V-образного двигателя

Общий вес противовесов:

$$G = (G_{вр} + G_n) \frac{R}{r},$$

где $G_{вр}$ — общий вес вращающихся частей кривошипа (с отнесением к нему двух приведенных масс шатунов — $2M_1$); G_n — вес поступательно движущихся частей в одном цилиндре.

При угле между цилиндрами 90° уравновешиваются полностью центробежные силы и силы инерции 1-го порядка. Остаются неуравновешенными только силы инерции 2-го порядка. При меньшем угле между цилиндрами остается неуравновешенной также и часть инерционных сил 1-го порядка. Окончательная балансировка двигателей этого типа производится после постройки во время предварительных испытаний.

7. Уравновешивание двухцилиндрового двигателя с противоположными цилиндрами (фиг. 102)

Как центробежные силы, так и силы инерции 1-го и 2-го порядка в данном двигателе уравновешены.

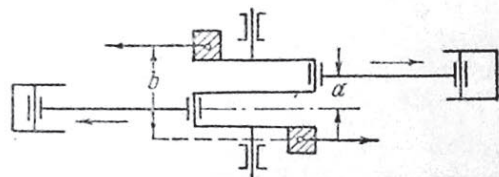
Противовесами уравновешивают только моменты, создаваемые этими силами на плече a . Вес одного противовеса:

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

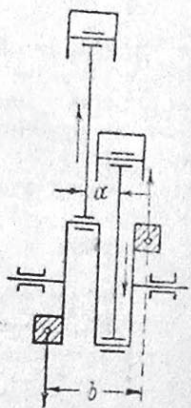
где $G_{вр}$ — вес вращающихся частей одного кривошипа; $G_{п}$ — вес возвратно движущихся частей в одном цилиндре; a — расстояние между осями цилиндров; b — расстояние между осями, проходящими через центры тяжести противовесов.

Постоянный момент, создаваемый центробежными силами, уравнивается полностью.

Кроме того уравнивается полусумма максимальных моментов сил инерции в в. м. т. и н. м. т.



Фиг. 102.



Фиг. 103.

8. Уравнивание двухцилиндрового двигателя с параллельными цилиндрами и кривошипами под 180° (фиг. 103).

В двигателях этого типа уравниваются только центробежные силы и силы инерции 1-го порядка. Моменты этих сил уравниваются противовесами.

Вес одного противовеса:

$$\frac{G}{2} = (G_{вр} + 0,65 G_{п}) \frac{Ra}{rb},$$

где $G_{вр}$ — вес вращающихся частей одного кривошипа; $G_{п}$ — вес возвратно движущихся частей в одном цилиндре; a — расстояние между осями цилиндров; b — расстояние между осями противовесов.

Момент центробежных сил и 0,65 максимального момента сил инерции уравниваются. Остаются неуравновешенными силы инерции 2-го порядка и их моменты.

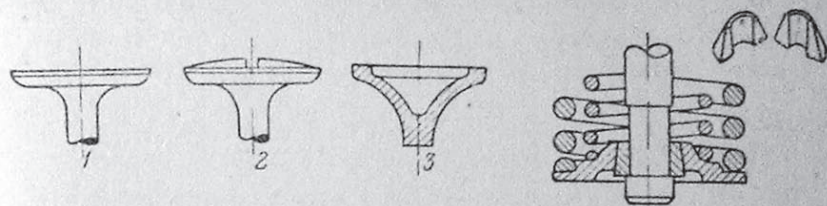
VI. РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЕ ОРГАНЫ

1. Клапаны

1. Конструкция. Употребительные формы клапанных головок показаны на фиг. 104: 1 — плоская головка, 2 — выпуклая, 3 — тюльпанная.

При любой конструкции должны быть соблюдены плавные переходы к стержню клапана как для получения хорошей обтекаемости клапана струей газа, так и по соображениям прочности, чтобы избежать коробления головки при высоких температурах. Седло клапана обтачивается на конус под углом 30° или в большинстве случаев 45° и пришлифовывается к гнезду цилиндра, имеющему такой же скос. Закрепление упорной шайбы для клапанной пружины производится обычно по спо-

субу, показанному на фиг. 105. Прежний способ закрепления шайбы сквозной поперечной чекой в настоящее время совершенно оставлен, как более сложный в производственном отношении и в большей степени ослабляющий сечение стержня. Конец стержня, упирающийся в толкатель, закаляется или накрывается цементированным колпачком.



Фиг. 104. Конструкции клапанных головок.

Фиг. 105.

2. Размеры. Размеры клапанов определяются преимущественно конструктивными возможностями. Так как подъем клапана ограничен довольно узкими пределами, не больше 8 мм, во избежание больших инерционных сил, а при верхних клапанах — также и возможных ударов головки клапана о поршень, то диаметр клапана d приходится делать не менее 0,5—0,6 диаметра цилиндра, чтобы остаться в границах приемлемых скоростей газа.

По данным выполненных конструкций:

При объеме одного цилиндра, см ³	до 250,	до 350,	до 500
Диаметры клапанов, мм	32—38,	33—40,	40—45

Скорость газа в клапане v_r при выбранных размерах проверяется по соотношению:

$$v_r = \frac{D^2 \cdot v_{ср}}{4d_{ср} \cdot h_e},$$

где D — диаметр цилиндра в см; $v_{ср}$ — средняя скорость поршня, равная $\frac{S \cdot n}{30}$

(стр. 128); $d_{ср}$ — средний диаметр клапана, равный $\frac{d+d_1}{2}$; h_e — образующая конического сечения клапанной щели в см (фиг. 106):

$$h_e = h \cdot \cos \alpha = 0,7 h \text{ (при } \alpha = 45^\circ \text{),}$$

где h — подъем клапана.

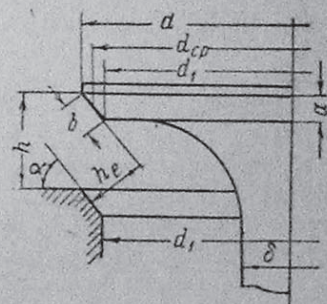
Для всасывающего клапана $h = 6 - 7$ мм.

Для выпускного клапана $h = 7 - 8$ мм.

Весьма часто h для обоих клапанов одинаково.

Скорость газа во всасывающем клапане v_r в быстроходных двигателях допускается до 90—110 м/сек. В серийных дорожных машинах желательно иметь v_r — не выше 50—60 м/сек при нормальном эксплуатационном режиме.

С другой стороны, при желании иметь устойчивую работу на малых оборотах минимальная средняя скорость всасывания не должна быть ниже 25—30 м/сек — во избежание конденсации топлива.



Фиг. 106.

Следует, однако, помнить, что максимальная скорость поршня около середины хода поршня почти вдвое больше средней, так что действительные потери вследствие торможения газа в клапане будут изменяться вместе со скоростью.

Размер образующей седла клапана $b = \frac{a}{\sin \alpha}$ проверяется по удельному давлению клапана на гнездо.

Опорная поверхность седла клапана:

$$F = d_{cp} \cdot \pi \cdot b \text{ см}^2.$$

Давление на клапан:

$$P = \frac{\pi d^2}{4} \cdot p_2,$$

где p_2 — максимальное давление вспышки.

Удельное давление $p = \frac{P}{F}$ по данным практики не должно превышать 200—300 кг/см².

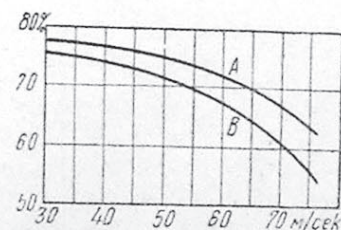
Малые значения b облегчают достижение герметичности клапана, но ухудшают отвод тепла от головки: обычно $b = 1,5 — 2,5$ мм.

Диаметр стержня клапана $\delta \approx \frac{1}{5} d$. Зазоры его в направляющей втулке 0,1—0,05 мм.

3. Расположение клапанов. Применяются три способа расположения клапанов: 1) сбоку цилиндра, вертикально или с некоторым наклоном (фиг. 53); 2) в головке цилиндра, нормально к внутренней поверхности камеры сгорания (фиг. 54) и 3) всасывающий клапан над выпускным.

Последняя конструкция применяется в настоящее время очень редко (двигатели MAG).

При верхнем расположении клапанов для получения достаточных размеров и уменьшения общей высоты двигателя их устанавливают под углом 60—80° между осями. Ввиду отсутствия поворотов газовой струи при всасывании коэффициент наполнения цилиндра (η_{in}) получается при верхних клапанах более высоким (фиг. 107), что обеспечивает и большую мощность двигателя при прочих равных условиях.



Фиг. 107. Изменение η_{in} в зависимости от скорости газа в клапане: A — при верхних клапанах; B — при боковых.

Но доступность клапанов вследствие увеличения высоты двигателя, в условиях расположения его под баком мотоцикла, ухудшается. Усложняется также передаточный распределительный механизм. По указанным причинам верхнее расположение клапанов применяется преимущественно для форсированных двигателей спортивного типа; для нормальных дорожных машин предпочтительней боковые клапаны.

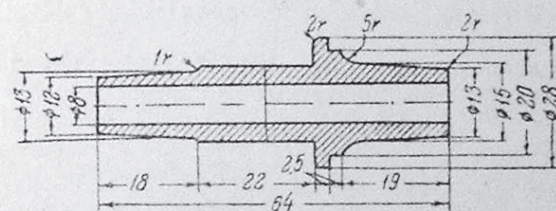
4. Направляющая втулка клапана. Типичная конструкция показана на фиг. 108.

Втулка изготавливается из серого чугуна и впрессовывается в цилиндр с натягом, вследствие чего наружный диаметр ее выполняется с допу-

сками $\pm 0,02$ / $\pm 0,03$. Она должна охватывать стержень клапана на возможно большей длине, т. е. доходить почти до головки клапана.

Защита направляющих втулок от пыли, способствующей быстрому износу их, а также смазка втулок имеет большое значение (особенно для всасывающих клапанов). При боковых клапанах эта защита осуществляется довольно легко устройством крышек или телескопических кожухов, окружающих наружные части клапанных стержней и пружин (фиг. 43 и 135).

При верхних клапанах весь клапанный механизм помещают в закрытом кожухе, крепящемся на головке цилиндра (фиг. 42, 46 и 134).



Фиг. 108. Направляющая втулка клапана.

5. Материал для клапанов. Сталь для клапанов должна обладать хорошим сопротивлением высокому нагреву (свыше 700°) и окислению, т. е. не давать окалины. Этим требованиям удовлетворяет в наибольшей степени специальная силхромовая сталь (силхром Т) примерно такого состава:

Углерод	0,35—0,45%	Марганец	0,4%
Кремний	2,5—3,5%	Хром	8,0—9,0%

Этот род стали и является в настоящее время основным материалом для клапанов.

В целях заменяемости оба клапана делаются обыкновенно из одного материала, хотя для всасывающего клапана могут быть применены и менее стойкие стали, например, никелевые с 3,5—4% никеля или хромо-никелевые (например 40 ХН).

Анализы материала, применявшегося для клапанов мотоциклов

Выпускные клапаны	С	Cr	Ni	Si	Mn	S	P	Твердость	
								по Герберту	по Бринелю
в процентах									
Индиан	0,43	0,56	3,25	0,23	0,72	—	—	28	235 ¹
NSU	0,64	16,5	0,36	0,31	—	—	—	37	370 ²
MAG	0,72	8,27	0,52	0,22	0,38	—	—	30	270
Нортон (оба клапана)	0,12	—	13,39	0,16	0,51	0,032	0,02	24	173 ³

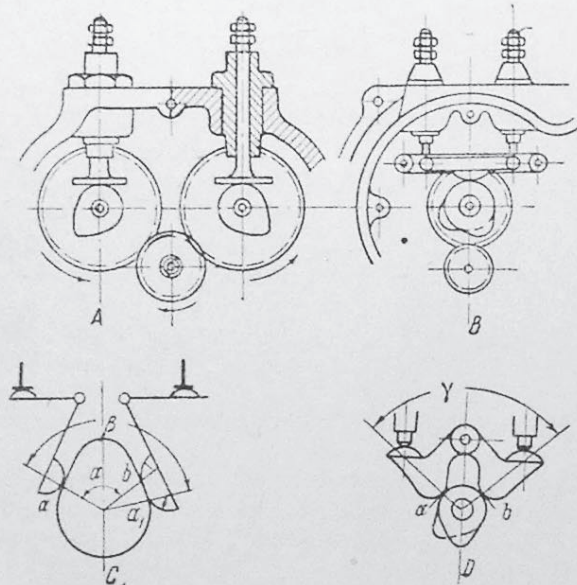
¹ Конец стержня закален до твердости 40 по Герберту. ² Клапан отожжен. ³ Отоженная при высокой температуре никелевая сталь.

Всасывающие клапаны	С	Cr	Ni	Si	Mn	Твердость	
						по Герберту	по Бринеллю
Индван	0,56	0,55	3,24	0,23	0,57	27	220 ¹
NSU	0,66	12,92	0,30	0,23	—	29	250 ²

¹ Клапан закален и отпущен. ² В отожженном виде.

2. Передаточные детали распределительного механизма

1. Схема расположения распределительных органов. Механизм управления клапанами в мотоциклетных двигателях выполняется по одной из следующих схем.



Фиг. 109. Схемы распределительных механизмов.

Схему можно еще более упростить согласно фиг. 109-С, где оба клапана обслуживаются одним кулачком.

Если при этом продолжительность открытия одного клапана должна быть больше, чем другого, то пята рокера делают удлиненной формы: закругленные части ее профиля соединяют прямой $a'b$. Вследствие этого продолжительность открытия первого клапана будет определяться углом α , второго — углом β .

В двухцилиндровых двигателях вышеописанные механизмы могут быть удвоены; чаще применяется более простая и менее шумная конструкция, показанная на фиг. 109-Д, т. е. распределение производится одной кулачковой шестерней с двумя кулачками: один кулачок обслуживает оба

Каждый клапан (фиг. 109-А) обслуживается особой кулачковой шестерней, получающей вращение от центральной шестеренки, насаженной на шейку коленчатого вала. Кулачки действуют непосредственно на толкатели, снабженные тарельчатой пятой или роликом, либо через промежуточные рычаги („рокеры“), которые разгружают толкатели от бокового давления кулачка (фиг. 109-В). В последнем случае можно обойтись одной общей распределительной шестерней с двумя кулачками.

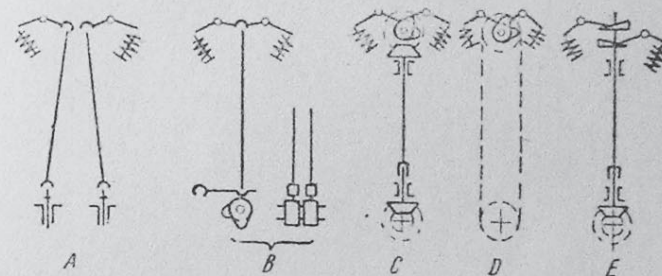
всасывающих клапана, другой — оба выпускных. Положение точек касания рокеров к профилю кулачка a и b должно быть согласовано с углом между осями цилиндров. Если α — угол между цилиндрами и γ — угол между точками a и b , то

$$\gamma = \frac{360^\circ - \alpha}{2}.$$

При боковых клапанах толкатели действуют непосредственно на концы клапанных стержней.

При верхнем расположении клапанов передача осуществляется согласно схемам, представленным на фиг. 110.

Фиг. 110-А — передача усилия от толкателей к верхним коромыслам производится длинными штангами, установленными наклонно или вертикально в плоскости, параллельной маховикам.



Фиг. 110. Схемы распределения при верхнем расположении клапанов.

При такой конструкции возможно применение головки как с верхними, так и с боковыми клапанами, без изменения остальных деталей двигателя.

Фиг. 110-В — длинные штанги опираются непосредственно на рокеры без направляющих втулок в картере и расположены в плоскости, перпендикулярной к двигателю; при этом штанги могут быть расположены очень близко одна к другой, что дает возможность заключить их в общую трубку для защиты от пыли, но применение головки с боковыми клапанами уже невозможно.

Фиг. 110-С, D и E — распределение верхним кулачковым валиком, установленным в подшипниках на головке цилиндра. Передача на валик производится цепью или вертикальным приводным валом с двумя парами конических шестерен (фиг. 111). На фиг. 110-Е имеется только одна коническая пара, а кулачки расположены на лобовой поверхности шайб, вращающихся в горизонтальной плоскости. Во всех случаях кулачки действуют непосредственно на клапанные коромысла; инерция движущихся частей значительно меньше, чем при длинных толкающих штангах.

Число оборотов кулачкового валика или кулачковых шестерен всегда равно половине числа оборотов коленчатого вала.

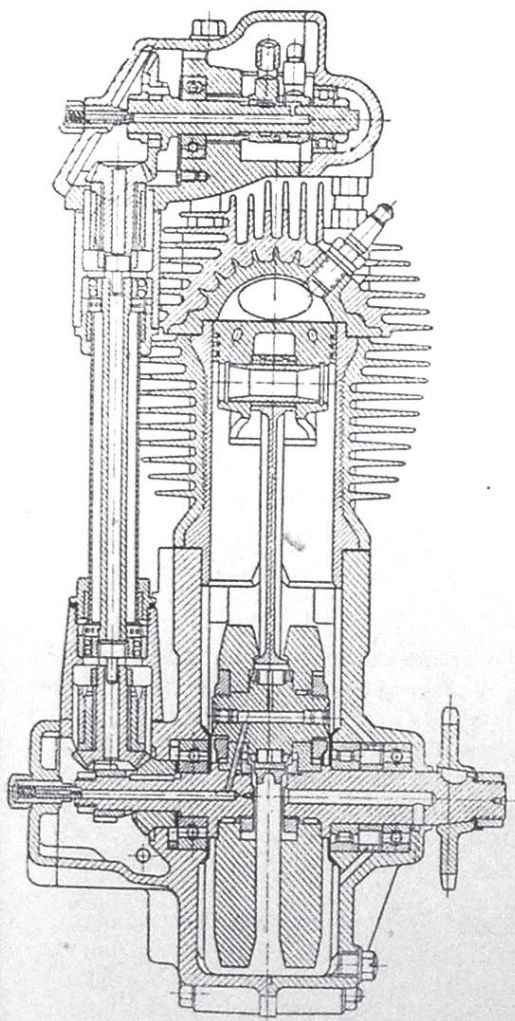
2. Толкатели. Типовые конструкции толкателей представлены на фиг. 112.

При наличии рокеров толкатель можно считать разгруженным от бокового давления кулачка N , поэтому диаметр его может быть выбран

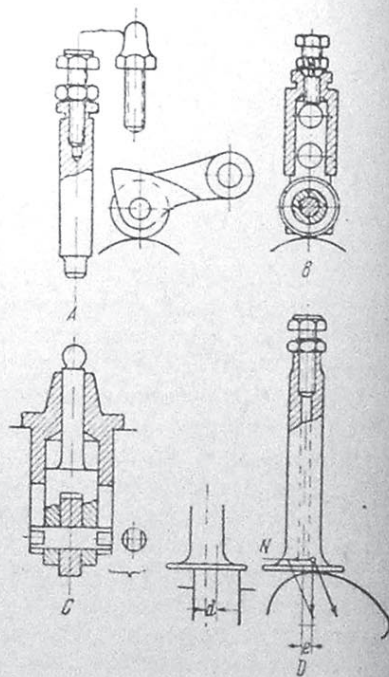
исключительно по конструктивным соображениям. Обычно его делают равным диаметру стержня клапана (фиг. 112, А). Верхний конец снабжается винчивающейся на резьбе головкой для регулировки зазора, закрепляемой контргайкой. Нижний конец и головка цементируются.

Для направления толкателей служат бронзовые втулки, вставленные или винченные в картер двигателя.

При непосредственном действии кулачка на толкатель нижний конец его снабжается роликом диаметром 20—25 мм (фиг. 112, В, конструкция ПМЗ) или тарельчатой пятой (фиг. 112, D). В обоих случаях возни-



Фиг. 111. Двигатели с верхним кулачковым валиком (Norton 350 см³).



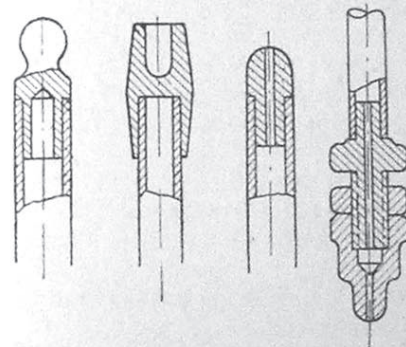
Фиг. 112. Толкатели.

кают довольно значительные боковые давления N , и для сохранения направляющих втулок от износа необходимо увеличивать диаметр толкателя с таким расчетом, чтобы максимальное удельное давление у концов втулок не превосходило 30 кг см^2 . С целью уменьшения N применяется дезаксация кулачков, т. е. сдвиг осей толкателя и кулачка на величину e . В случае тарельчатой пяты сдвиг осей производят также и в другой плоскости a , что вызывает поворачивание толкателя во время ра-

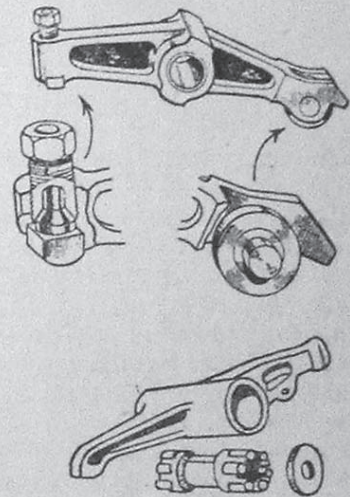
боты двигателя, лучшую смазку и, следовательно, более равномерный износ.

В форсированных двигателях применение роликов на концах толкателей нежелательно, так как при больших оборотах ролик не всегда катится по кулачку, а скользит в моменты резкого изменения окружной скорости и большого давления.

Толкающие штанги (при верхнем расположении клапанов) выполняются трубчатыми (фиг. 113). Наконечники их вогнутой или шарообразной формы



Фиг. 113. Наконечники толкающих штанг.



Фиг. 114. Коромысла верхних клапанов.

изготавливаются отдельно и припаиваются медью, или снабжаются резьбой и контргайкой для регулировки зазора между штоком клапана и коромыслом.

Штанги проверяются на продольный изгиб по формуле Эйлера:

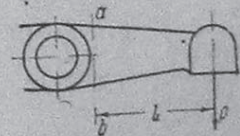
$$\varphi P = \frac{\pi^2 EJ}{l^2},$$

где E — модуль упругости равный $2\,200\,000 \text{ кг см}^2$; J — момент инерции для кольцевого сечения, равный $0,05 (d^4 - d_1^4) \text{ см}^4$; l — длина штанги в см; φ — запас прочности.

Нагрузка P представляет здесь суммарную силу давления газов на клапан в момент открытия, инерции клапана и предварительной затяжки пружины, умноженную на отношение плеч коромысла (см. стр. 160).

3. Верхние коромысла (конструкцию см. на фиг. 114). Коромысла устанавливаются на бронзовых, роликовых или шариковых подшипниках.

Во всех случаях должна быть обеспечена надежная смазка подшипника (см. фиг. 44, 111). Плечо, действующее на клапан, следует делать не короче 35 мм для уменьшения скольжения конца коромысла по торцу клапанного стержня. Регулировочные штифты можно располагать на любом конце коромысла или на толкающей штанге. Выбор местоположения их определяется соображениями доступности.



Фиг. 115.

Прочность коромысла проверяется в опасном сечении ab (фиг. 115).

Изгибающий момент $M = Pl$ кгсм,

где P имеет значение, указанное выше в п. 2.

Напряжение

$$k_s = \frac{M}{W} \text{ кг/см}^2,$$

где W — момент сопротивления сечения ab .

3. Фазы распределения

Выбор фаз распределения определяется многооборотностью двигателя, его назначением, конструкцией клапанов, питающих и выхлопных трубопроводов и камеры сжатия, условиями карбюрации и сгорания топлива. Поэтому окончательный выбор наиболее выгодных фаз распределения может быть сделан только на основании лабораторных испытаний двигателя.

При проектировании задаются некоторой средней распределительной характеристикой по аналогии с выполненными конструкциями. Соответствующие данные, относящиеся к мотоциклам разных типов, приведены в таблице на стр. 146.

Для нормального дорожного мотоцикла с боковыми клапанами можно принять как среднюю предварительную характеристику:

Открытие всасывающего клапана	10° до в. м. т.	(или 10% по ходу поршня)
Закрытие	50° после н. м. т.	(" 14% " " ")
Открытие выпускного	55° до н. м. т.	(" 17% " " ")
Закрытие	20° после в. м. т.	(" ~ 4% " " ")

С целью получения одинаковых профилей кулачков для обоих клапанов часто применяют у серийных машин одинаковые фазы распределения для всасывающего и выпускного клапанов, например 10°—50°—50°—10°. В двигателях с верхними клапанами, рассчитанных на работу с повышенным числом оборотов, можно держать клапаны открытыми в течение большого периода, не опасаясь обратного выталкивания свежего заряда через всасывающий клапан во время хода сжатия. Для двигателей этого типа можно принять в среднем следующие фазы:

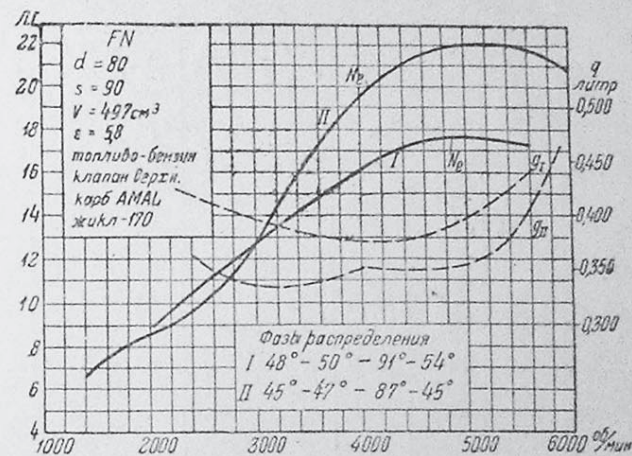
Открытие всасывающего клапана	20° до в. м. т.	(или 40% по ходу поршня).
Закрытие	55° после н. м. т.	(" 17% " " ").
Открытие выпускного	60° до н. м. т.	(" 20% " " ").
Закрытие	25° после в. м. т.	(" 6% " " ").

При регулировке двигателя во время испытаний следует иметь в виду, что изменение фаз распределения при одном и том же профиле кулачков может быть достигнуто не только перестановкой кулачковых шестерен на тот или иной угол, но также изменением диаметра ролика толкателя или радиуса кривизны опорной поверхности рокера. Увеличение их увеличивает и углы открытия клапанов.

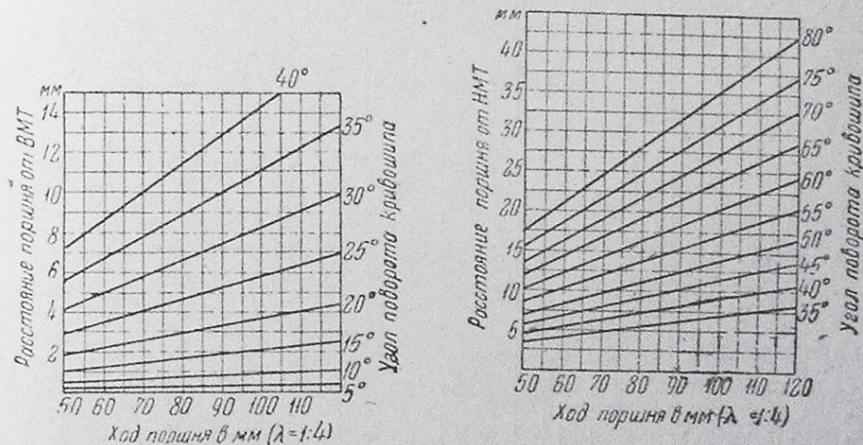
Влияние фаз распределения на протекание кривых мощности и на расход горючего показано на фиг. 116.

Обе кривые N_e относятся к одному и тому же двигателю, работавшему в одних и тех же условиях, но при различной установке фаз рас-

пределения (был изменен также диаметр всасывающей трубы: для кривой I — диаметр $1\frac{1}{16}$ " ; для кривой II — диаметр $1\frac{1}{8}$ "). Удельный расход бензина q на 1 л. с. ч. указан в литрах.



Фиг. 116. Влияние фаз распределения на N_e и q .



Фиг. 117. Расстояния поршня от в. м. т. Фиг. 118. Расстояния поршня от н. м. т.

Для определения линейного перемещения поршня от в. м. т. и н. м. т. с точностью до $\frac{1}{2}$ мм при различных фазах распределения, выраженных в градусах, служат графики (фиг. 117 и 118).

4. Профили кулачков

Для построения профиля кулачка должны быть заданы: 1) фазы распределения в градусах; 2) высота подъема клапана h (стр. 137); 3) зазор e между толкателем и клапаном; 4) отношение плеч рокеров и верхних коромысел (при верхних клапанах); 5) радиус ролика или опорной

Таблица фаз распределения

Мотоцикл	Ход поршня S мм	Всасывающий клапан				Выпускной клапан			
		Открытие до в. м. т.		Закрытие после н. м. т.		Открытие до н. м. т.		Закрытие после в. м. т.	
		град.	% S	град.	% S	град.	% S	град.	% S
AM-600, б/кл. . .	108	25	5,8	65	23	65	23,0	25	5,8
Ариель (все модели)									
боковые клапаны верхние	95	5	0,3	50	14,0	55	17,0	20	3,7
BSA 500 см ³ , в/кл.	98	40	14,0	70	27,0	55	17,0	19	3,4
BMW 2-цил. 750 см ³									
Модель R-11, б/кл.	78	8	0,5	50	14,0	45	11,0	14	1,8
" R-16, в/кл.	68	19	3,4	60	20,5	60	20,5	19	3,4
Велосет 350 см ³									
Модель KSS, в/кл. ε = 6 1/2 . . .	81	39	14,0	69	25,5	60	20,5	40	14,5
Модель КТТ, в/кл. ε = 7 1/2 . . .	81	35	11,0	74	30,0	71	28,4	31	9,0
Модель КТТ, в/кл. ε = 11 1/2 . . .	81	51	22,5	57	18,5	71	28,4	43	16,0
Дуглас 2-цил. 350 см ³ , все модели	60	15	2,2	50	14,0	50	14,0	15	2,2
600 и 750 см ³	82	5	0,3	45	11,0	60	20,5	20	3,7
Индиан 2-цил. бок. клап. 500 см ³	78	10	1,0	52	14,5	52	14,5	10	1,0
" " 745 "	89	10	1,0	52	14,5	52	14,5	10	1,0
" " 745 "	89	12	1,5	58	18,5	52	14,5	5	0,3
" " 1200 "	113	3	0,2	54	16,5	54	16,5	3	0,2
Л-8, 350 см ³ , в/кл.	81	30	4,7	70	27,6	70	27,6	30	4,7
Нью-Империал гоночн. 250 см ³ , ε = 7,5—8	80	25	5,75	65	24,0	65	24,0	25	5,75
350 " ε = 7—7,6	90								
Нортон 600 см ³ , б/кл. . .	120	22	4,6	51	14,5	57	18,0	22	4,6
500 спорт., в/кл.	100	24	5,5	62	22,0	70	27,0	21	4,0
ПМЗ-А-750, б/кл.	97	9	1,0	45	11,0	45	11,0	9	1,0

Продолжение

Мотоцикл	Ход поршня S мм	Всасывающий клапан				Выпускной клапан			
		Открытие до в. м. т.		Закрытие после н. м. т.		Открытие до н. м. т.		Закрытие после в. м. т.	
		град.	% S	град.	% S	град.	% S	град.	% S
Пежо 250 см ³ , б/кл. . .	85	8	0,6	53	15,0	60	20,5	20	3,8
С-1 спорт. 350 см ³ в/кл.	81	45	17,3	75	31,0	80	35,0	40	14,5
Терро 250 и 350 см ³ , б/кл. и в/кл. . .	90	8	0,6	52	15,0	60	20,5	20	3,8
500 см ³ , б/кл. . .	90	14	1,8	60	20,5	55	24,0	37	12,0
500 " в/кл. . . .	90	14	1,8	60	20,5	65	24,0	34	10,7
F N 350 см ³ , б/кл. . .	80,5	4	0,2	50	14,0	63	22,0	11	1,0
500 " "	87	8	0,6	50	14,0	50	14,0	25	5,75
500 " в/кл. . . .	87	20	3,8	50	14,0	70	27,0	30	8,3
Энфильд 250 см ³ , б/кл. . .	77	15	2,2	60	20,5	65	24,0	35	11,0
250 " в/кл. . . .	77	35	11,0	65	24,0	80	35,0	40	14,5
350 " б/кл. . . .	90	5	0,3	75	31,0	55	17,0	30	8,3
350 " в/кл. . . .	90	22	4,6	60	20,5	60	20,5	22	4,6
Цюндап, KS-500, 2-цил. в/кл. . .	66,6	12	1,5	48	12,4	54	16,5	6	0,5

поверхности рокера (за исключением того случая, когда толкатель снабжен плоской тарельчатой пятой).

Подъем клапана начинается в точке *a* и заканчивается в точке *b* (фиг. 119). Соответствующий угол поворота кулачка α определяется заданными фазами распределения.

Если предварение открытия клапана A° и запаздывание закрытия его B° , то

$$\alpha = \frac{A^\circ + B^\circ + 180}{2},$$

так как кулачок вращается вдвое медленнее, чем кривошип.

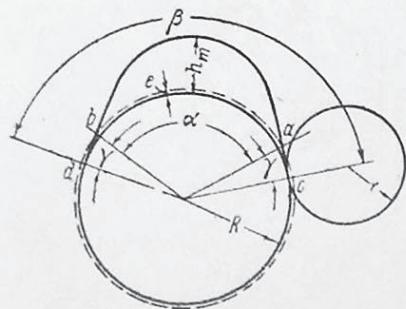
Пример. Клапан открывается за 20° до в. м. т. и закрывается через 60° поворота кривошипа после н. м. т.:

$$\alpha = \frac{20 + 60 + 180}{2} = 130^\circ.$$

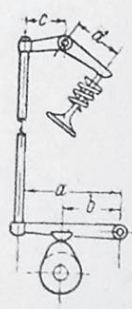
Подъем толкателя начинается в точке *c* и заканчивается в точке *d*. Величина угла поворота кулачка γ , необходимого для подъема толкателя на высоту зазора *e*, зависит от профиля кулака и величины зазора.

Величина зазора между толкателем и штоком клапана:

При боковых клапанах $e = 0,1 - 0,15$ мм
 „ верхних „ e вдвое меньше.



Фиг. 119.



Фиг. 120.

Многие заводы рекомендуют при верхних клапанах $e = 0$.

Полный угол поворота кулака $\beta = \alpha + 2\gamma$.

Высота кулака h_m при непосредственном действии его на толкатель равна высоте подъема клапана $h +$ зазор:

$$h_m = h + e.$$

При наличии рокеров и верхних коромысел должно быть учтено отношение плеч рычагов (фиг. 120).

$$h_m = h \cdot \frac{bc}{ad} + e.$$

Диаметр начальной окружности кулака $2R$ следует выбирать настолько большим, насколько это возможно по конструктивным обстоятельствам; желательно не менее 34 мм.

Диаметр ролика или закругления опорной поверхности рокера $2r = 20 - 25$ мм.

Построение профиля кулаков производится в увеличенном масштабе (5:1) следующим образом:

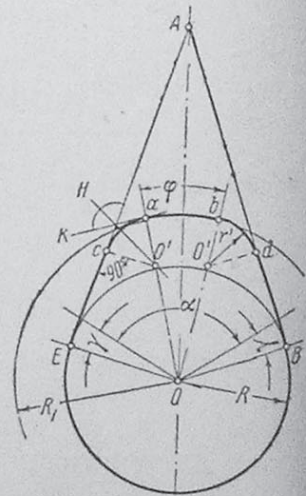
1. Тангенциальный профиль (фиг. 121). Даны: R — радиус начальной окружности кулачка; r — радиус ролика; h_m — высота кулачка; e — зазор; α — угол поворота кулачка от начала подъема клапана до момента закрытия; φ — угол, соответствующий полному открытию клапана.

Профиль кулачка образуется двумя касательными AB и AE , дугой ab , описанной радиусом R_1 , и дугами ac и bd , описанными из точек O' радиусом r' .

Если угол $\varphi = 0$, то точки O' сливаются в одну, и вершина кулачка очерчивается одной дугой cd .

Угол γ , соответствующий зазору e :

$$\cos \gamma = \frac{R+r}{R+r+e}.$$



Фиг. 121. Построение тангенциального кулачка.

Положение точки A :

$$OA = \frac{R}{\cos\left(\frac{\alpha}{2} + \gamma\right)}.$$

Радиус R_1 дуги ab :

$$R_1 = R + h_m.$$

Положение центров O' :

$$OO' = \frac{h_m}{1 - \cos\left(\frac{\alpha}{2} + \gamma - \frac{\varphi}{2}\right)}.$$

При $\varphi = 0$:

$$OO' = \frac{h_m}{1 - \cos\left(\frac{\alpha}{2} + \gamma\right)}.$$

Положение центра O' можно также определить графически, проведя в точке a касательную aK и разделив угол между ней и Ac пополам: биссектриса HO' пересекает радиус Oa в искомой точке.

Радиус закруглений

$$r' = R_1 - OO'.$$

Пример. $\alpha = 130^\circ$; $\varphi = 30^\circ$; подъем клапана $h = 7$ мм; плечи рычагов, согласно фиг. 120, $a = 60$, $b = 45$, $c = 30$, $d = 40$; $R = 19$ мм; $r = 10$ мм; $e = 0,15$ мм. Высота кулачка:

$$h_m = h \cdot \frac{bc}{ad} + e = 7 \cdot \frac{45 \cdot 30}{60 \cdot 40} + 0,15 = 4,1 \text{ мм},$$

$$\cos \gamma = \frac{19 + 10}{19 + 10 + 0,15} = \frac{29}{29,15} = 0,995; \gamma = 5^\circ 45',$$

$$OA = \frac{19}{\cos(65^\circ + 5^\circ 45')} = \frac{19}{\cos 70^\circ 45'} = \frac{19}{0,3297} = 57,6 \text{ мм},$$

$$R_1 = R + h_m = 19 + 4,1 = 23,1 \text{ мм},$$

$$OO' = \frac{4,1}{1 - \cos(65^\circ + 5^\circ 45' - 15^\circ)} = \frac{4,1}{1 - \cos 55^\circ 45'} = 9,4 \text{ мм},$$

$$r' = 23,1 - 9,4 = 13,7 \text{ мм}.$$

Таким образом все размеры, необходимые для построения профиля и для указания на рабочем чертеже, найдены.

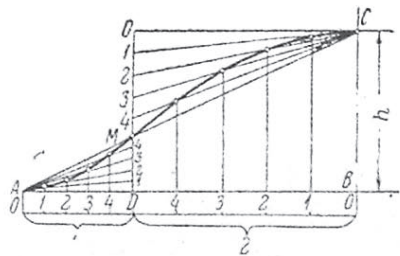
2. Параболический профиль. На фиг. 122 показана кривая подъема клапана при параболическом профиле кулачка от начала подъема до полного открытия клапана, т. е. при повороте кулачка на угол $\frac{\alpha}{2}$.

Кривая образована двумя сопряженными параболой AM и MC . Точка перегиба M может быть взята по середине. В таком случае кривые AM и MC будут симметричны. Но обыкновенно точку M намечают ближе к A , чтобы получить вначале более быстрое открытие клапана. Отношение углов поворота кулачка, соответствующих AD и BD , берут около 1:2.

Подъем клапана по кривой AM совершается равномерно ускоренно, по кривой MC — равномерно замедленно.

Построение кривых производится следующим образом.

В точке B восстанавливают перпендикуляр и откладывают $BC = h_m - e$ в увеличенном масштабе. Точки C и A соединяют прямой. В точке D проводят вертикаль DM и получают в пересечении с AC положение точки перегиба M .

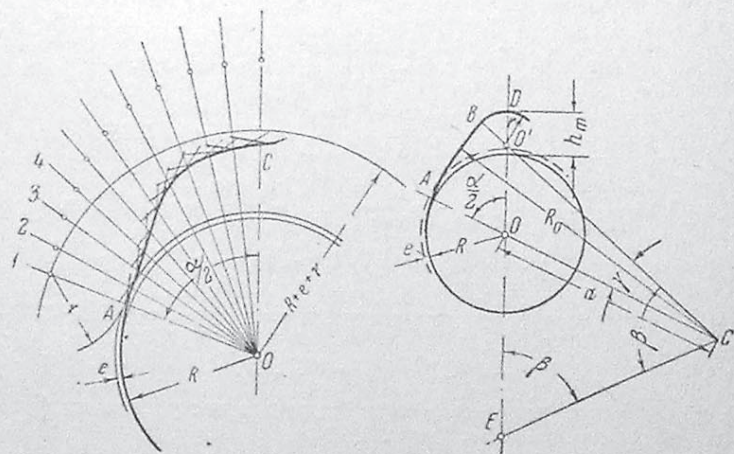


Фиг. 122. Кривая подъема параболического кулачка.

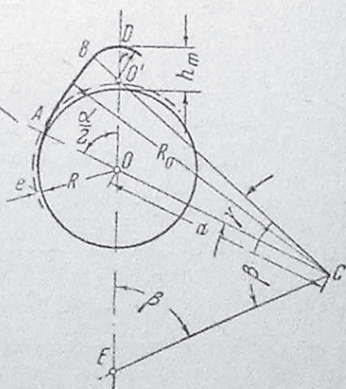
Для построения параболы AM делят AD и DM на одинаковое число равных частей. В пересечении лучей, проведенных в точку A , с одноименными вертикалями получают ряд точек параболы. Подобным же образом строится парабола MC .

На основании кривой подъема производится построение профиля кулачка (фиг. 123). Проводят три концентричных окружности R ; $R + e$ и $R + e + r$ (обозначения прежние).

Угол $\frac{\alpha}{2}$ делят на n равных частей так же, как и абсциссу AB на фиг. 122. На проведенных радиусах откладывают над окружностью $R + e + r$ величины подъемов, взятые с фиг. 122, в принятом масштабе. Получают ряд точек 1, 2, 3, ..., n , определяющих перемещение центра



Фиг. 123. Построение параболического кулачка.



Фиг. 124. Кулачок для плоского толкателя.

ролика толкателя или закругления рокера. Из полученных центров описывают ряд окружностей радиусом r . Кривая, касательная к этим окружностям, и будет требуемым профилем кулачка, доведенным до окружности зазоров (точка A). Доводку его до начальной окружности осуществляют по любой кривой, придавая ей плавные переходы.

3. Кулачок для плоского толкателя. Профиль кулачка для толкателя, снабженного тарельчатой пятой или плоским башмаком, очерчивается двумя радиусами R_0 и r (фиг. 124).

Ввиду отсутствия рокеров $h_m = h + e$ при боковых клапанах. При верхнем расположении клапанов $h_m = h \cdot \frac{c}{d} + e$, где c и d — плечи коромысла.

Центр C для дуги AB лежит на продолжении радиуса AO , направление которого определяется углом $\frac{\alpha}{2}$.

Чем больше расстояние $OC = a$, тем больше ускорение клапана при подъеме.

Обычно $a = 2-3R$. Задавшись величиной a , имеем:

$$R_0 = a + R + e.$$

(Р. Девильер рекомендует $R_0 = 15h$).

Для нахождения положения центра второй дуги O' и радиуса r отложим по оси симметрии отрезок $DE = R_0$ и соединим точки E и C .

Построив в точке C угол $ECB = \beta$, получаем положение точки O' и величину радиуса r .

Доводку профиля от точки A до начальной окружности производят по дуге, касательной к AB и к начальной окружности.

Аналитически $\angle \beta$ определяется из выражения:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{a \cdot \sin \frac{\alpha}{2}}{a \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2} \right) - h_m}$$

Радиус

$$r = R_0 - \frac{a \cdot \sin \frac{\alpha}{2}}{\sin 2\beta}$$

Расстояние между центрами

$$OO' = R + h_m - r.$$

Размеры тарелки толкателя определяются в зависимости от a и угла γ :

$$\sin \gamma = \frac{OO' \cdot \sin \frac{\alpha}{2}}{R_0 - r}$$

Наименьший радиус тарелки

$$R_m = a \sin \gamma.$$

4. Угол между кулачками. Если оба кулачка выполняются за одно целое с распределительной шестерней, то их оси симметрии должны быть установлены под определенным углом в зависимости:

1) от величины перекрытия клапанов, т. е. суммы углов предварения начала всасывания и запаздывания конца выпуска и

2) от положений точек касания рокеров к начальной окружности кулачков (фиг. 125).

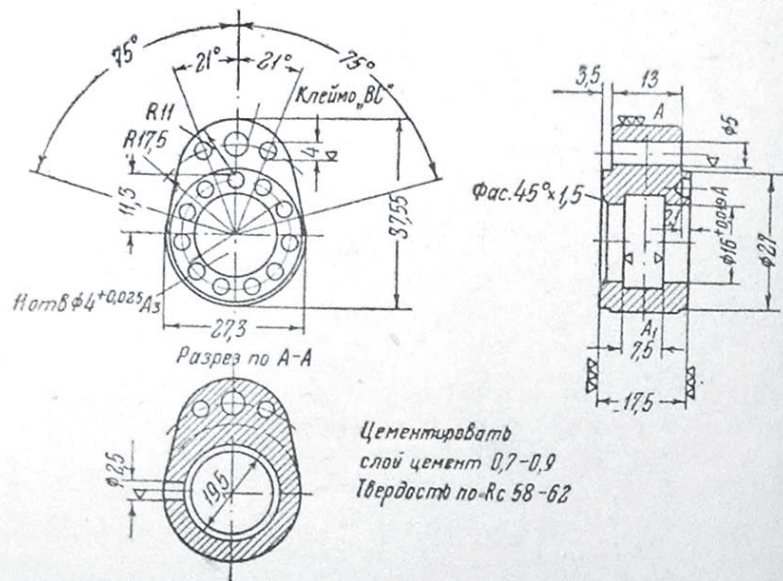
Пусть:

предварение начала всасывания — a° (считая по кривошипу);

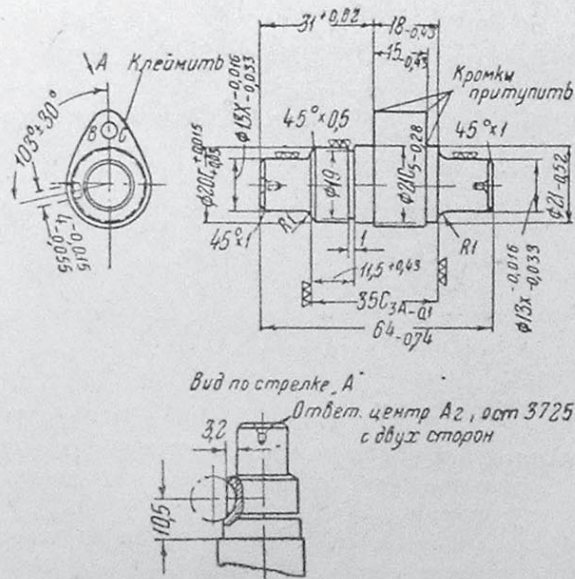


Фиг. 125. Угол между кулачками.

запаздывание конца выпусков — b° ;
 перекрытие клапанов — $a^\circ + b^\circ$;
 продолжительность всасывания — A° ;



Фиг. 126. Кулачок всасывающего клапана двигателя (Norton, 350 см³),



Фиг. 127. Кулачок мотоцикла С-1.

продолжительность вы-
 пуска B° ;

угол между точками
 касания роверов M° .

Тогда угол между
 осями кулачков:

$$x = \frac{A+B}{4} - \frac{a+b}{2} - M.$$

5. Конструктивное оформление. Распре-

делительная шестерня
 выполняется за одно
 целое с одним или двумя
 кулачками или кулачок
 выполняется отдельно
 и соединяется с шес-
 терней шпонкой (фиг.
 126 и 127). Ось ку-
 лачковой шестерни
 устанавливается на

бронзовых втулках, запрессованных в картер и крышку распределитель-

Обработка кулачков производится на копировально-фрезерных станках. Рабочая поверхность кулачка должна быть возможно больше для уменьшения износа (давление на 1 пог. мм — не выше 25 кг). Распределительные шестерни выполняются с обыкновенным или косым зубом. Число зубьев вдвое больше, чем на ведущей шестеренке. Модуль ~ 1,5. Расчеты и конструкции шестерен см. отдел VII, п. 4.

5. Ускорения и силы инерции частей распределительного механизма

В начале открытия клапана, при движении толкателя по профилю кулачка на участке Aa (фиг. 128), т. е. до точки перегиба кривой подъема толкателя, подъем совершается ускоренно (знак ускорения +). При этом сила инерции движущихся частей P_j направлена навстречу толкателю к кулачку (помогает клапанной пружинам). Соответствующий угол поворота кулачка обозначен α .

Вторая часть подъема на участке ab происходит замедленно (знак ускорения — минус). Сила инерции P_j направлена по движению, т. е. отрывает толкатель от кулачка (противодействует клапанной пружинам). Соответствующий угол поворота кулачка обозначен β .

Сумма $\alpha + \beta$ — угол поворота кулачка от начала подъема до полного открытия клапана.

При движении толкателя на участке bc при полном открытии клапана высота подъема не изменяется и $j = 0$. Длина отрезка bc может быть равна нулю; тогда $\alpha + \beta$ равно половине всего угла кулачка.

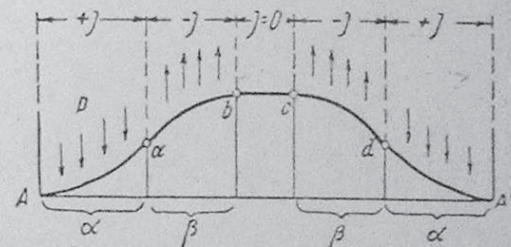
Во время закрытия клапана ускорения и силы инерции на участках cd и $A'd$ аналогичны таковым по величине и направлению на участках ab и Aa .

Максимальные положительные и отрицательные ускорения и силы инерции определяются следующим образом.

1. Параболический кулачок. Ускорение j_1 на участке Aa положительно и постоянно по величине:

$$j_1 = \frac{2\omega^2 h_m}{\alpha^2 (\mu + 1)},$$

где h_m — максимальный подъем толкателя в м; ω — угловая скорость кулачка, равная $\frac{\pi \cdot n}{2 \cdot 30}$ (т. е. вдвое меньше, чем ω вала двигателя); μ — отношение углов $\frac{\beta}{\alpha}$.



Фиг. 128. Силы инерции клапана.

(Для подстановок в формулу, определяющую j_1 , величину угла α надо выразить в радианах: $\alpha = \frac{\alpha^\circ \pi}{180}$ радиан).

На участке ab ускорение j_2 отрицательно (замедление) и постоянно по величине:

$$j_2 = -\frac{j_1}{\mu}$$

2. Тангенциальный кулачок. Ускорение j_1 на участке Aa имеет максимальное значение в точке a при повороте кулачка на угол α , определяемый из выражения:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{s \cdot \sin(\alpha + \beta)}{R_0}$$

где s — расстояние между центрами кулачка и дуги закругления (фиг. 129);

$$R_0 = R + r$$

(сумма радиусов начальной окружности и ролика);

$$i_1 = k \cdot R_0 \omega^2,$$

где k имеет следующие значения в зависимости от величины α :

α	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°
k	1,0	1,02	1,08	1,18	1,34	1,59	1,92

Ускорение j_2 на участке ab имеет максимальное отрицательное значение в точке b (в момент полного открытия клапана):

$$j_2 = -\omega^2 s \left(1 + \frac{s}{\rho}\right),$$

где

$$\rho = R_0 \frac{h_m \cos(\alpha + \beta)}{1 - \cos(\alpha + \beta)}$$

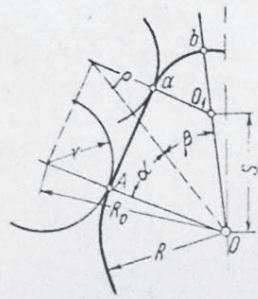
3. Кулачок для плоского толкателя (фиг. 130). Положительное ускорение j_1 имеет максимальное значение в точке A , т. е. в начальный момент открытия клапана.

Отрицательное ускорение j_2 достигает максимума в точке b , т. е. в момент полного открытия клапана:

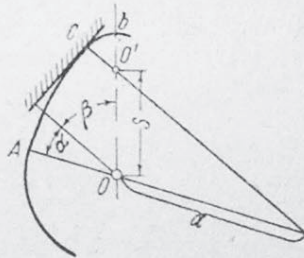
$$j_1 = \omega^2 a;$$

$$j_2 = \omega^2 s,$$

где a и s — в метрах (величины их см. на стр. 151).



Фиг. 129.



Фиг. 130.

Примечание. При наличии промежуточных рычажков между толкателем и кулачком или между толкателем и клапаном найденные значения j_1 и j_2 надо умножить на отношение плеч рычажков, чтобы получить ускорения толкателя или клапана.

Сила инерции, прижимающая толкатель к кулачку:

$$P_j = \frac{G}{g} \cdot j_1,$$

где G — вес движущихся деталей клапанного механизма; g — ускорение силы тяжести.

Эту силу надо принимать во внимание при расчете давления на кулачок, рычаг или толкатель.

Сила инерции, отрывающая толкатель от кулачка:

$$P_j = \frac{G}{g} \cdot j_2.$$

На эту силу рассчитываются клапанные пружины.

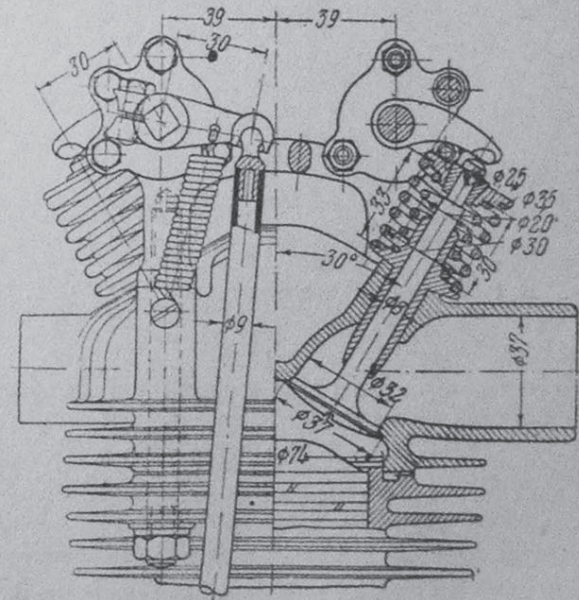
6. Пружины клапанов

1. Конструкция. Для клапанов применяются обыкновенно цилиндрические или конические спиральные пружины, работающие на скручивание. При верхнем расположении клапанов ввиду недостаточной длины стержня ставят обычно две пружины на клапан с направлением витков в разные стороны (фиг. 131).

Кроме того, чтобы разгрузить клапанные пружины от инерционных сил длинных толкателей и рычажков, последние снабжаются дополнительными пружинами. Примеры размещения их даны на фиг. 131 и 132.

Находят себе применение для клапанов также „шпилечные“ пружины, вынесенные в сторону и работающие на изгиб (фиг. 133).

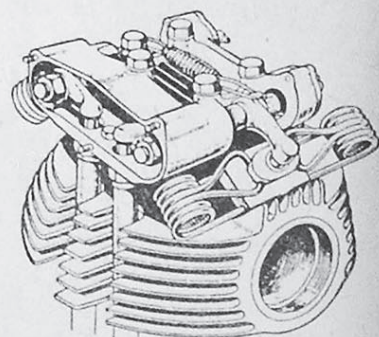
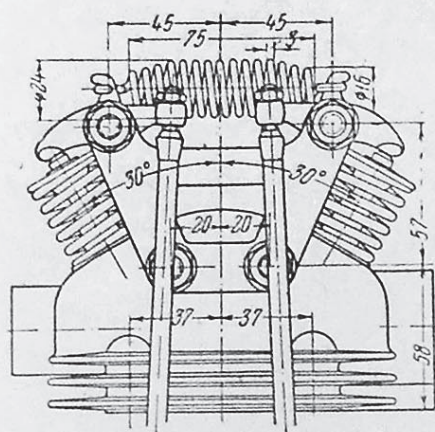
При таком расположении пружины лучше охлаждаются, стержень клапана может быть несколько укорочен и вес движущихся частей уменьшен.



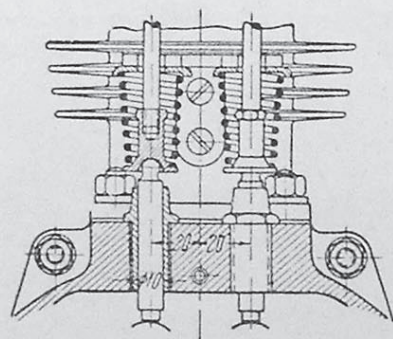
Фиг. 131. Двойные пружины.

Примеры конструкций для защиты пружин и направляющих втулок от пыли см. на рис. 134 и 135 (см. также фиг. 42—44).

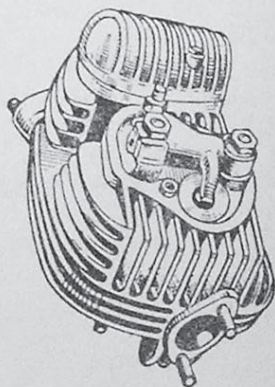
При верхних клапанах картер для защиты пружин и коромысел может быть отлит за одно целое с головкой.



Фиг. 133. Шпилечные пружины.



Фиг. 132. Расположение дополнительных пружин.



Фиг. 134. Защита пружин при верхних клапанах.

Диаметр пружины ($d_{пр}$)¹ и число витков выбираются конструктивно. При боковых клапанах:

$$d_{пр} = 0,7—0,8 d_1,$$

где d_1 — диаметр клапанного отверстия (фиг. 106).

При верхних клапанах и двойных пружинах:

Наружная пружина $d_{пр} \approx d_1$.
 Внутренняя " $d'_{пр} \approx \frac{2}{3}d_{пр}$
 Полное число витков i_0 :
 При боковых клапанах 8—10
 " верхних " 5—7.

¹ Диаметр пружины берется между центрами сечений проволоки.

Так как крайние витки надо подогнуть, чтобы плоскости среза пружины были перпендикулярны к ее оси, то рабочее число витков:

$$i = i_0 - 1,5.$$

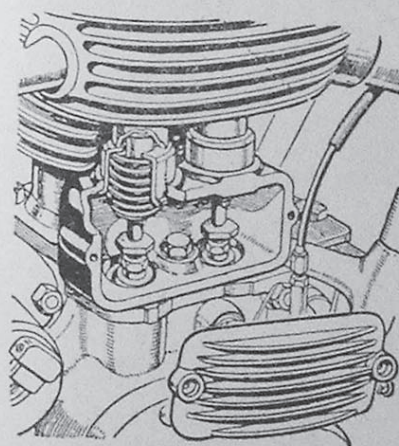
Выбранные размеры проверяются расчетом. Окончательный выбор пружин производится при предварительных испытаниях двигателя.

2. Расчет пружин. Расчет пружины производится по наибольшей нагрузке ее F — при открытом клапане.

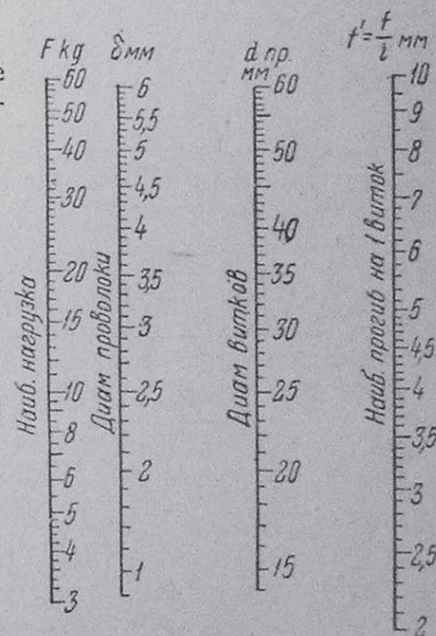
Эта нагрузка принимается на ~50% больше максимальной силы инерции P_j , отрывающей толкатель от кулачка (см. стр. 155):

$$F = 1,5P_j = 1,5 \frac{G}{g} j_2,$$

где j_2 — максимальное отрицательное ускорение; G — вес движущихся частей клапанного механизма.



Фиг. 135. Защита пружин при боковых клапанах.



Фиг. 136. Номограмма для подбора пружин.

При двух пружинах можно принимать

$$F = 2 \cdot P$$

с тем, чтобы при поломке одной пружины клапан все же мог работать.

При боковых клапанах G составляется из веса клапана, упорной шайбы, толкателя и половины веса пружины (последний сначала берется приблизительно и после определения размеров пружины уточняется).

При верхних клапанах, ввиду наличия добавочных пружин, G составляется только из веса клапана, упорной шайбы и половины веса обеих пружин.

Вычислив F и задаваясь по конструктивным соображениям величинами $d_{пр}$ и i , определяют по номограмме, представленной на фиг. 136, наибольший прогиб на один виток f' и диаметр проволоки δ .

Все четыре величины F , d_{np} , f' и δ лежат на одной прямой линии, проведенной на номограмме.

Отношение $\frac{d_{np}}{\delta}$ надо принимать не менее 5, так как влияние кривизны сильно увеличивает напряжение на внутреннем волокне.

При двойной пружине силу F разбивают на две части $F_1 + F_2 = F$ так, чтобы отношение их

$$\frac{F_1}{F_2} \approx 2.$$

Остальные размеры пружины определяются следующим образом:

1) полный прогиб пружины (при открытом клапане)

$$f = i \cdot f'$$

2) начальный прогиб (при закрытом клапане)

$$f_0 = f - h,$$

где h — подъем клапана.

Длина пружины в свободном состоянии (с учетом зазора между витками при открытом клапане)

$$l_0 \approx f + \delta(i + 1,5) + \Delta(i - 1),$$

где Δ — зазор между рабочими витками при полном открытии клапана.

В выполненных конструкциях величина Δ лежит в пределах от 0,5 до 2 мм; средним значением можно считать $\Delta = 1$ мм.

Длина пружины при закрытом клапане:

$$l_1 = l_0 - f_0 = l_0 - f + h.$$

Сила предварительного натяжения пружины (при закрытом клапане):

$$F_0 = F \frac{f_0}{f}.$$

Сила F_0 должна быть такова, чтобы клапан не мог открыться при максимально возможном разрежении в цилиндре. Допуская, что при закрытом дросселе разность давлений снаружи и внутри цилиндра может доходить до 0,6 ат, получаем условие для проверки:

$$F_0 > 0,6 \cdot \frac{\pi d^2}{4},$$

где d — наибольший диаметр клапанной головки в см.

Напряжение материала пружины на скручивание:

$$k_d = \frac{8Fd_{np}}{\pi \delta^3},$$

где d_{np} и δ в см.

Допускается $k_d = 4000 - 4500$ кг/см².

Прогиб пружины, соответствующий нагрузке F , определяется по формуле Рело:

$$f = \frac{8d_{np} \cdot i \cdot F}{\delta^4 \cdot G} = \frac{\pi \cdot k_d \cdot d_{np}^2 \cdot i}{G \cdot \delta},$$

где G — модуль сдвига $\approx 800\,000$ кг/см².

Шаг пружины

$$t = \frac{l_0 - \delta}{i}.$$

Для конических пружин из круглой проволоки

$$k_d = \frac{F \cdot D_{max}}{0,4 \delta^3},$$

где D_{max} — диаметр самого большого витка.

Шпилечные пружины рассчитываются на изгиб (фиг. 137).

Наибольший изгибающий момент

$$M = Fr.$$

Для круглого сечения максимально допускаемый момент

$$M_{max} = 0,098 k_b \cdot \delta^3.$$

Угол закручивания в радианах

$$\omega = \frac{2l \cdot k_b}{\delta E},$$

где l — выпрямленная длина пружины; $l = \pi \cdot d_{np} \cdot i$; E — модуль упругости — 2 200 000 кг/см²; k_b — допускаемое напряжение на изгиб кг/см².

Угол закручивания в градусах

$$\omega^\circ = \frac{\omega 180}{\pi} = 114,5 \frac{k_b}{\delta E}.$$

3. Материал для пружин. Обычный материал — пружинная сталь 65 Г, характеризующаяся содержанием С = 0,6—0,7%, Мп = 0,7—1% и Si не выше 0,3%. Применяется также хромованадиевая сталь, например, марки 6150: С = 0,45—0,55%; Мп = 0,50—0,80%; P_{max} = 0,04%; S_{max} = 0,04%; Cr = 0,8—1,1%; V = 0,15—0,18%.

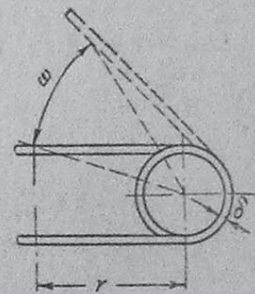
Анализ материала клапанных пружин мотоцикла „Индиан“

	С	Мп	Si	Cr	V	Твердость	
						по Герберту	по Бригелю
Всасывающий клапан	0,83	0,21	0,26	—	—	40	400
Выпускной клапан	0,86	0,23	0,31	0,17	следы	48	480

После навивки пружины отпускаются при температуре 260—275°.

7. Давление на кулачок

Максимальное давление P на кулачок или на толкатель имеет место для выпускного клапана. Оно складывается из давления газов на клапан



Фиг. 137.

в момент открытия P_2 , инерции клапана P_j , рассчитанной по величине положительного ускорения $+j_1$, и предварительного натяжения пружины F_0 :

$$P = P_2 + P_j + F_0.$$

Давление выхлопных газов в момент открытия клапана можно принимать равным $\sim 5 \text{ кг/см}^2$:

$$P_2 = 5 \cdot \frac{\pi d^2}{4},$$

где d — диаметр клапанной головки в см. Определение P_j и F_0 дано выше (стр. 155 и 158).

При наличии промежуточных рычагов нагрузка P умножается на отношение плеч рычагов.

8. Система выпуска (трубы и глушители)

Диаметры в свету выхлопных труб, применяемые заводом JAP

Объем цилиндра (см ³)	Боковые клапаны (мм)	Верхние клапаны (мм)
175	41,3	44,4
200—350	44,4	50,8
500	50,8	57,1
750, 2-цил.	44,4	—
1000, 2-цил.	50,8	57,1

Английские технические условия на глушители

1) Объем камеры глушителя должен быть не менее 6-кратного объема, описываемого поршнем одного цилиндра; при цилиндрической форме длина глушителя в 4 раза больше его диаметра; при неправильной форме длина выдерживается в соответствующей пропорции;

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

3) труба, отводящая газы из глушителя, должна доходить до оси заднего колеса; она должна входить внутрь глушителя на 50 мм; площадь поперечного сечения ее ни в одной ее части не должна превышать минимальной площади выпускного канала одного цилиндра;

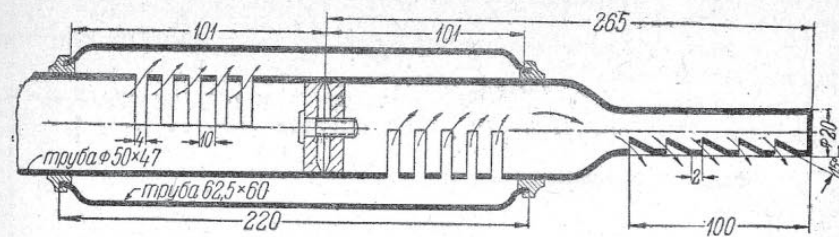
4) отверстия подводящей и отводящей труб в глушителе не должны быть расположены одно против другого по прямой линии, смещение их должно быть не меньше 38 мм, считая от окружностей, а не от центров;

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

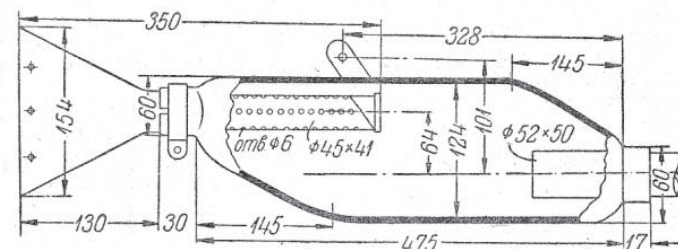
6) отводящая труба снабжается наконечником в виде „рыбьего хвоста“; отверстие его прямоугольное, шириной не больше 7 мм и длиной не меньше 150 мм;

7) в боковых стенках „хвоста“, в части, ближайшей к его концу, могут быть просверлены отверстия диаметром не больше 2,5 мм; число отверстий не ограничено.

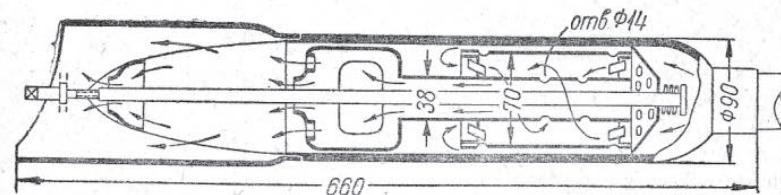
На фиг. 138 даны габаритные размеры глушителей.



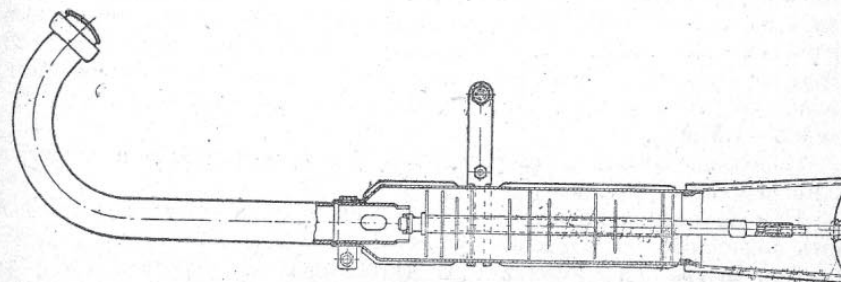
а)



б)



в)



г)

Фиг. 138. Глушители: а) Л-300; б) АМ-600; в) DKW; г) ИЖ-9.

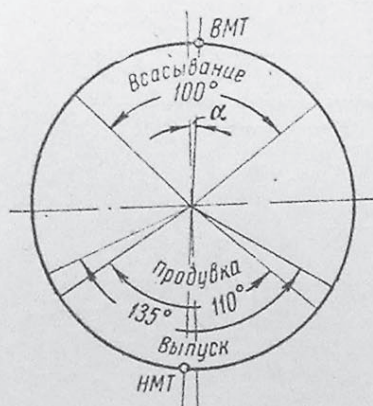
9. Распределение в двухтактных двигателях

Примерная распределительная характеристика двухтактного двигателя представлена на фиг. 139.

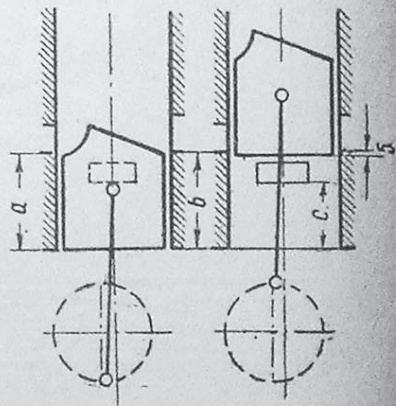
Продолжительность всасывания, отнесенная к углу поворота кривошипа, 100—110°, продувки 110—120°, выпуска 130—140°.

Фазы распределения некоторых двухтактных двигателей

	Угол продувки	Угол выхлопа	Угол всасывания
Л-300	118°	130°	108°
ИЖ-7	117°	132°	107°
Триумф-200	105°	125°	108°
Л-350	113° 30'	130°	106°
DKW-350 ¹	106°	138°	110°
МЛ-3 ¹	107°	130°	117° 30'
ИЖ-8 и ИЖ-9 ¹	113°	140°	116°



Фиг. 139. Фазы распределения двухтактного двигателя.



Фиг. 140.

Выбранными фазами распределения определяется высота окон. Она равна перемещению поршня от в. м. т. или от н. м. т. при повороте кривошипа на половину указанных углов (см. стр. 125 и 146), если кромки поршня в в. м. т. и н. м. т. совпадают с кромками соответствующих окон. Если же кромки поршня имеют некоторый перебег относительно кромок окон, то высота окон будет меньше на величину перебега (т. е. на 0,5—1,5 мм).

Положение окон, т. е. размеры a , b и c , определяются схематическим чертежом (фиг. 140).

При положении поршня в в.м.т. нижняя кромка его должна перекрывать выхлопные и продувочные окна на 4—5 мм.

При возвратной продувке (без дефлектора) выхлопные и продувочные окна располагаются согласно схемам, приведенным на фиг. 141, где a — продувочные окна; b — выхлопные окна.

¹ Двухканальная возвратная продувка.

Размеры окон двухтактных мотоциклетных двигателей

Завод	$a \times s$	Всасывающие окна			Продувочные окна			Выхлопные окна					
		Высота	Ширина	Площадь $\frac{\%}{\text{см}^2}$ от F_n	Высота	Ширина	Площадь $\frac{\%}{\text{см}^2}$ от F_n	Высота	Ширина	Площадь $\frac{\%}{\text{см}^2}$ от F_n			
Левис 250 см^3	67 × 70	16	28	4,5	13	14	28	39	11	15	30	4,8	14
Триумф 250 см^3	67 × 70	13,5	34	4,6	13	12	32	3,8	11	18,5	32	5,9	17
Селос 250 см^3	67 × 70	16	36	5,8	16	36	12	4,3	12	18	44	7,9	22
Л-300 — 303 см^3	74 × 68	16	45	7,2	16,5	40	12,5	5,0	11	15	37	5,6	13
Конног 350 см^3	76 × 76	15	51	7,6	17	13	13	4,9	11	20	33	6,6	15
Алекто 350 см^3	76 × 76	15	30	4,5	10	30	16	3,6	8	17	52	8,8	19
Петерс 350 см^3	76 × 76	16	38	6,1	13	38	16	5,8	13	20,5	41	8,4	18
Скотт 2-цил. 596 см^3	73 × 71	12,7	—	7,5	18	50	17	8,5	20	20	45	9	21



Фиг. 141. Схемы возвратной продувки.

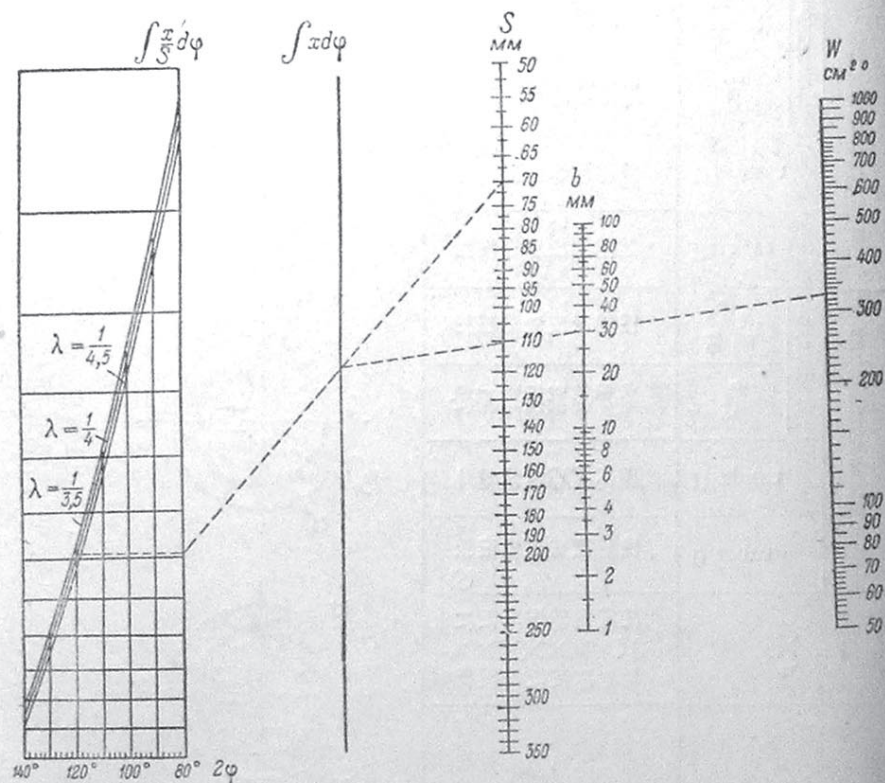
1 — двухканальная продувка (DKW); 2 — трехканальная продувка (Zündapp); 3 — крестообразная продувка (Villiers).

Площадь окон по отношению к площади поршня составляет по данным выполненных конструкций:

Всасывающие окна	13—14%
Продувочные	11—12%
Выхлопные	17—18%

Отсюда может быть найдена в первом приближении ширина окна. Если ширина окна превосходит 60° окружности сечения цилиндра, окно должно быть разделено перегородкой, толщиной не менее 7—8 мм.

В таблице на стр. 163 приведены размеры окон выполненных мотоциклетных двигателей с дефлектором.



Фиг. 142. Номограмма для определения „времени-сечения“ окон двухтактных двигателей.

Площадью окна считается его проекция на плоскость, перпендикулярную к направлению потока газов. Если кромки окна скошены на угол α для придания потоку наклонного направления, то площадь окна надо умножить на $\cos \alpha$.

Так как площадь сечения окна непрерывно изменяется при прохождении перед ним поршня, то для характеристики распределительных органов пользуются особым параметром, так называемым „временем-сечением“:

$$z = \int f dt,$$

где f — переменная площадь сечения окна и t — соответствующий ей отрезок времени.

Если кромки окна скошены на угол α , то

$$z = \cos \alpha \int f dt.$$

Таким образом, „время-сечение“ учитывает не только площадь свободного прохода для газов, но и продолжительность его открытия, зависящую от числа оборотов двигателя. Если площадь f выражена в $см^2$, а время в секундах, то размерность z будет $см^2/сек$.

На фиг. 142 дана номограмма для определения „времени-сечения“ окон двухтактных двигателей.

Обозначения:

- 2φ — угол продувки или выхлопа;
- λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;
- s — ход поршня в мм;
- x — путь, пройденный поршнем по высоте окна;
- b — ширина окна в мм;
- n — число об/мин.;
- W — „угло-сечение“ окна при повороте кривошипа на угол φ в $см^2/град$.

$$W = \int f d\varphi = b \cdot \int x d\varphi \text{ см}^2/град.$$

$$\text{„Время-сечение“ } z = \int f dt = \frac{W}{6n}.$$

Пример. Угол продувки 120° ; $\lambda = 1/4$; $b = 30$ мм; $n = 3000$ об/мин.; $s = 70$ мм. Последовательность действий: от деления 120° по вертикали вверх до кривой $\lambda = 1/4$; отсюда по горизонтали вправо до крайней ординаты, обозначенной $\int \frac{x}{s} d\varphi$.

Эта точка связана с $s = 70$ мм. Точка пересечения проведенной прямой с линией $\int x d\varphi$ связана с $b = 30$ мм и определяет $W = 330 \text{ см}^2/град$.

Найденную величину надо разделить на $6n$:

$$z = \frac{330}{6 \cdot 3000} = 0,0183 \text{ см}^2/сек \text{ или } 1,83 \text{ мм}^2/сек.$$

В выполненных конструкциях мотоциклетных двигателей „время-сечение“ при 3000 об/мин., отнесенное к 1 л рабочего объема цилиндра:

- $z_s = 10—20 \text{ мм}^2/сек$ для выхлопных окон и
- $z_d = 6—10 \text{ мм}^2/сек$ для продувочных окон.

КАРБЮРАЦИЯ

1. Физико-химические свойства жидких горючих

1) Таблица состава и основных свойств горючих

Топливо	Средний химический состав в %			Удельный вес γ	Теоритич. кол-во возд. на 1 кг	Теплопроизводительность кал/кг	Пределы кипения		Теплоемкость кал/кг	Скрыт. тепло-та испарения кал/кг
	С	Н	О				от	до		
Нефть	85,9	13,0	1	0,80—0,96	14,4	10 100	—	—	—	—
Бензин	85,4	14,6	—	0,68—0,76	14,9	10 300	60°	200°	0,58	75,0
Керосин	86,3	13,3	0,4	0,79—0,83	14,2	10 200	150°	300°	0,58	75,6
Бензол	92,3	7,7	—	0,884	13,3	9 600	80°	—	0,47	90,0
Толуол	91,3	8,7	—	0,870	13,6	10 100	110°	—	0,44	86,0
Спирт (винн.)	52,2	13,0	34,8	0,790	9,0	6 400	78°	—	0,57	220,0
Спирт 96°	49,0	12,3	32,7	—	8,5	6 040	—	—	—	—
Смесь: 40% бензола + 60% бензина	87,9	12,1	—	—	14,3	—	—	—	—	—
Смесь: 1/3 бензина + 1/3 бензола + 1/3 спирта	75,4	11,7	1,09	—	12,3	—	—	—	—	—

Воздух: уд. вес γ — 1,29 кг/м³ при 0° и 760 мм рт. ст.; уд. объем 1/γ = 0,774 м³/кг; теплоемкость c = 0,238 кал/кг.

2) Стандарты на бензины Главнефти (ОСТ 413)

I сорт, грозненский. Уд. вес при 15° не выше 0,730.

Перегонка по Энглеру:

Начало кипения — не выше 52°;
 Погонов, кипящих до 100° — не меньше 40%;
 " " " " 160° " " 93%;
 Конеч кипения — не выше 175°;
 Остаток в колбе — не более 1,5%.

II сорт, бакинский. Уд. вес при 15° не выше 0,755.

Перегонка по Энглеру:

Начало кипения — не выше 75°;
 Погонов, кип. до 100° — не меньше 30%;
 " " " " 175° " " 95%;
 Конеч кипения — не выше 190°;
 Остаток в колбе — не более 1,5%.

II сорт, грозненский. Уд. вес при 15° не выше 0,750.

Перегонка по Энглеру:

Начало кипения — не выше 60°
 Погонов, кип. до 100° — не меньше 20%;
 " " " " 160° " " 80%;
 Конеч кипения — не выше 200°;
 Остаток в колбе — не более 1,5%.

Крекинг-бензин (ОСТ 5260). Уд. вес при 15° не выше 0,760.

Перегонка по Энглеру:

Начало кипения — не выше 50°;
 Погонов, кип. до 100° — не менее 20%;
 " " " " 160° " " 60%;
 Конеч кипения — не выше 225°;
 Остаток в колбе — не более 1,5%.

3) Температура самовоспламенения смеси паров горючего с воздухом (при сжатии).¹

Бензол	520°	Эфир	400°
Спирт	510°	Керосин	380°
Бензин	415°	Нефть	350°

4) Пределы воспламеняемости рабочей смеси. Обозначения:

α — коэффициент избытка воздуха по сравнению с теоретически необходимым для сгорания 1 кг горючего (принимаемым за единицу); L_0 — действительное количество воздуха в кг на 1 кг горючего; L_T — процентное содержание паров в смеси, при котором прекращается ее воспламенение.

Верхним пределом воспламенения называется предел воспламеняемости богатой смеси (при $\alpha < 1$).

Нижним пределом называется предел воспламенения бедной смеси (при $\alpha > 1$).

Топливо	Верхний предел			Нижний предел		
	α	L_0 кг	L_T %	α	L_0 кг	L_T %
Бензин	0,3	4,47	18,3	1,23	18,3	5,18
Бензол	0,4	5,8	14,7	1,22	17,7	5,35
Спирт (винн.)	0,44	3,76	21,0	1,7	14,6	6,42

5) Скорость горения смеси. Скорость горения рабочей смеси зависит от ее состава, определяемого коэффициентом избытка воздуха α .

Изменение скорости горения представлено на фиг. 143, где по оси абсцисс отложены значения α , а по оси ординат — скорость горения в м/сек.

Максимальная скорость, соответствующая наибольшей мощности двигателя, достигается при $\alpha = 0,85—0,90$, т. е. при несколько обогащенной смеси. При $\alpha = 1,1—1,15$ получается наибольшая экономичность.

¹ Проф. В. И. Сороко-Новицкий и доц. В. А. Петров, Теория легких двигателей, ОНТИ, 1938.

2. Смеси жидких горючих и антидетонаторы

Бензин 2-го сорта может быть применяем в чистом виде при степени сжатия не выше 5,0:1 (при боковых клапанах) и 5,4:1 (при верхних клапанах), при условии хорошей конструкции камеры сгорания и поршней из легких сплавов. Бензин 1-го сорта, а также все вообще бензины, полученные путем крекинга нефти, менее склонны к детонации и при благоприятных условиях могут быть использованы в чистом виде при степенях сжатия до 6:1.

Практически, однако, уже начиная со степени сжатия от 5,5:1, применяются смеси бензина с бензолом, толуолом или спиртом.

Бензино-бензольные смеси

30% бензола + 70% бензина (по весу) допускает степень сжатия до 6,5:1.

50% бензола + 50% бензина (по весу) допускает степень сжатия до 7:1.¹

Вместо бензола может быть взят толуол.

Спиртовые смеси применяются при степенях сжатия выше 7:1.

Двойные смеси: 60—65% спирта + 40—35% бензина
50% спирта + 50% бензола

Тройная смесь: 40% спирта + 30% бензина + 30% бензола.

Спиртовые смеси требуют увеличения жиклера на 30—40% и более раннего зажигания.

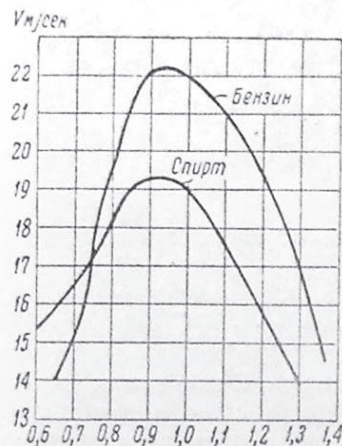
Спирто-бензиновые смеси легко расслаиваются при низких температурах:

Содержание спирта (%)	Минимальная температура (в град.)
40	+17
50	+10
60	+2
65	-5
70	-17

В качестве антидетонаторов, т. е. примесей к бензину, уменьшающих склонность к детонации, применяются:

1) Тетраэтиловый свинец — $Pb(C_2H_5)_4$ — антидетонатор примерно в 600 раз более сильный, чем бензол; весьма ядовит. В чистом виде не применяется. В США употребляется под именем этиловой жидкости (fluide éthy), т. е. смеси с бромистым и хлористым этиленом, которые предотвращают свинцовые отложения. В СССР эта смесь носит название „свинцовой жидкости“ и широко применяется в авиации.

¹ В мелких двухтактных двигателях с диаметром цилиндра ~ 60 мм — до 7,5:1.



Фиг. 143. Скорость горения смеси в двигателе.

Добавление первого 1 см³ свинцовой жидкости на 1 кг бензина прямой гонки повышает октановое число на 10—14 единиц. Второй 1 см³ повышает октановое число на 5—7 единиц; третий — на 2—3 единицы. Дальнейшее прибавление свинцовой жидкости не дает почти никакого эффекта.

2) Пентакарбонил железа $Fe(CO)_5$ применялся в Германии до 1936 г. в примесях к бензину до 0,2%; смесь носила название „моталина“. Добавки свыше 0,2% сильно загрязняют цилиндры и свечи окислами железа.

3) Анилин — в 9 раз эффективней бензола и в 25 раз слабее ТЭС; при низких температурах выпадает из бензина. В настоящее время оставлен.

Относительная эффективность различных антидетонаторов¹

Название антидетонатора	Химическая формула	Относительная эффективность
Бензол	C_6H_6	1,0
Толуол	$C_6H_5 \cdot CH_3$	1,3
Этиловый спирт	$C_2H_5 \cdot OH$	2,0
Толуидин	$C_6H_4 \cdot CH_3 \cdot NH_2$	10,0
Метиланилин	$C_6H_5 \cdot NH \cdot CH_3$	12,0
Анилин	$C_6H_5 \cdot NH_2$	13,5
Ксилидин	$C_6H_4 \cdot (CH_3)_2 \cdot NH_2$	15,0
Дифениламин	$(C_6H_5)_2 \cdot NH$	16,0
Тетраэтиловое олово	$Sb(C_2H_5)_4$	25,0
Диэтиловый селен	$Se(C_2H_5)_2$	60,0
Диэтиловый теллур	$Te(C_2H_5)_2$	200,0
Двухлорный диэтиловый свинец	$Pb(C_2H_5)_2Cl_2$	300,0
Тетракарбонил никеля	$Ni(CO)_4$	300,0
Хлорный триэтиловый свинец	$Pb(C_2H_5)_3Cl$	450,0
Пентакарбонил железа	$Fe(CO)_5$	500,0
Тетраэтиловый свинец	$Pb(C_2H_5)_4$	600,0

Октановое число. Для определения склонности горючих к детонации их сравнивают с эталонным горючим, составленным из изооктана, принимаемого за стопроцентный антидетонатор и гептана, склонного сильно детонировать и принимаемого за нулевой антидетонатор. Процентное содержание изооктана в такой смеси называется „октановым числом“.

Таким образом, если для бензина указывается октановое число 65, то это значит, что его склонность к детонации соответствует смеси 65% изооктана и 35% гептана.

Октановое число некоторых наших бензинов колеблется в следующих пределах:

Бакинские	от 60 до 80
Грозненские	41 „ 70
Майкопские	48 „ 62

¹ Проф. В. И. Сороко-Новицкий и доц. В. А. Петров, Теория легких двигателей, 1938.

Авиобензины в СССР обозначаются марками: Б-59, Б-70, Б-74, Б-78, Б-80, указывающими их октановые числа.

Влияние различных добавок на изменение октанового числа видно из следующей таблицы:

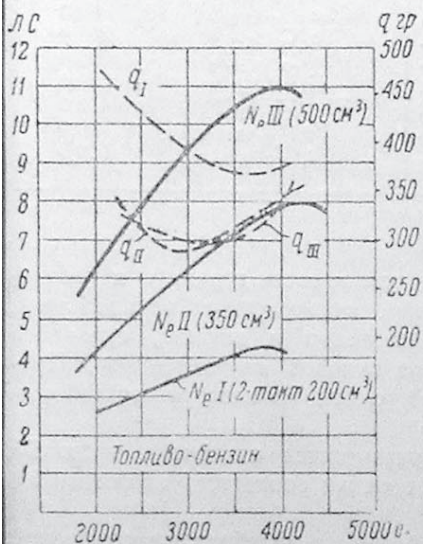
	Октановое число
Бензин без добавки	56
С добавкой 8% спирта или 24% бензола }	63
С добавкой 15% спирта или 41% бензола }	69
С добавкой 20% спирта или 52% бензола }	75

Октановые числа американских бензинов повышены в настоящее время до 75—85.

Октановые числа германских горючих 74—92.

Современная авиация требует топливо с октановым числом 93—100, а иногда и выше 100. В американской военной авиации почти исключительно употребляются топлива с октановым числом 100 и выше.

Высокооктановые топлива получают примешиванием к авиационному бензину изооктана, изопропилового эфира или ацетона с добавлением небольшого количества этиловой жидкости (до 3 см³/кг). Например: Смесь 60% бакинского бензина Б-70 + 40% изопропилового эфира + 1,0 см³/кг этиловой жидкости имеет октановое число 92.



Фиг. 144. Расход горючего на 1 л. с. ч. при работе на полном дросселе.

данной регулировке карбюратора и данной степени сжатия, является функцией числа оборотов и нагрузки.

Примерная зависимость удельного расхода горючего от числа обо-

Та же смесь при увеличении количества этиловой жидкости до 3 см³/кг имеет октановое число 97,5.

Смесь 60% малгобекского авиобензина + 40% изопропилового эфира + 2,0 см³/кг этиловой жидкости имеет октановое число 100.

Смесь 70% бакинского бензина Б-70 + 30% ацетона + 1,6 см³/кг этиловой жидкости имеет октановое число 100.

Подобного же рода результаты дает примешивание к авиобензину легких фракций, отогнанных от низкооктановых бензинов.

Например: Смесь из 70% бензина Б-70 + 30% легких фракций (кипящих до 90°) от бензина Б-59 имеет октановое число 94.

3. Расход горючего

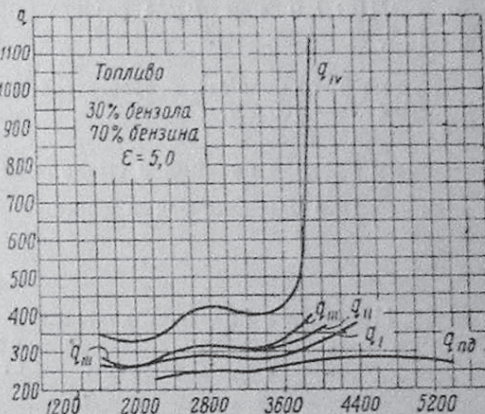
Удельный расход горючего q , т. е. расход горючего на л. с. ч., при данной регулировке карбюратора и данной степени сжатия, является функцией числа оборотов и нагрузки.

ротом при полной нагрузке (вполне открытом дросселе) представлена на фиг. 144, где нанесены полученные испытанием кривые мощности N_e и удельного расхода q для двух четырехтактных мотоциклов нормального типа (350 и 500 см³) и одного двухтактного (200 см³). Кривые показывают, что для четырехтактных мотоциклов q изменяется от 280 до 360 г, а для двухтактного — от 370 до 480 г.

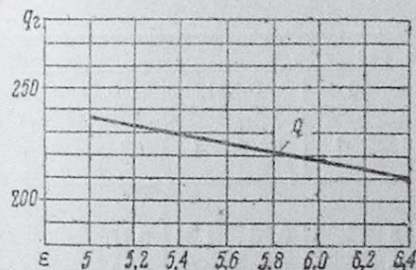
Минимальные значения q получаются до перегиба кривой мощности, при числе оборотов, соответствующем приблизительно нормальному эксплуатационному режиму.

При работе двигателя на прикрытом дросселе q возрастает. На фиг. 145 воспроизведены кривые удельного расхода горючего на полном и четырех прикрытых положениях дросселя, полученные НАТИ при испытаниях мотоцикла BSA спортивного типа ($\epsilon = 5-6,4$).

Повышение степени сжатия уменьшает q . Зависимость иллюстрируется фиг. 146, на которой даны результаты, полученные в НАТИ во время испытаний того же мотоцикла BSA при различных степенях сжатия и при постоянном режиме — 3300 об/мин.



Фиг. 145. Расход горючего на 1 л. с. ч. на прикрытых дросселях.



Фиг. 146. Изменение q в зависимости от ϵ .

График показывает уменьшение q от 235 г при $\epsilon = 5$ до 210 г при $\epsilon = 6,4$.

Нормальный расход горючего на 100 км пробега со скоростью 40—45 км/час по шоссе среднего качества (в литрах):

Объем цилиндра см ³	Двухтактные л	Четырехтактные	
		одиночки л	с прицепкой л
250	3,0	2,5—2,8	—
350	3,5	2,6—3,2	—
500	—	2,8—3,6	3,6—4,8
600	4,5	3,4—4,1	3,6—4,8
750	—	3,8—4,4	4,1—4,8
1000	—	4,4—5,7	4,8—7,1

При увеличении скорости или при езде по дорогам с более высоким сопротивлением расход соответственно повышается.

На фиг. 147 воспроизведены кривые расхода горючего в граммах на 1 км и в литрах на 100 км (правая шкала; уд. вес горючего 0,750) в зависимости от скорости езды, полученные путем дорожных испытаний мотоциклов.¹

В Англии и США расход горючего принято характеризовать числом миль, пройденных на 1 галлоне горючего. Для пересчета этого измерителя в л/100 км или км/л служит номограмма, воспроизведенная на фиг. 148.

Пример. 70 миль/гал. соответствует пробегу 25 км на 1 л или расходу горючего 4 л на 100 км.

Нормы расхода бензина и смазочных материалов для мотоциклов

(Утверждено Экономическим совещанием при СНК РСФСР 26 сентября 1936 г.).

	Расход на 100 км
Мотоцикл с литражем двигателя до 0,5 л	3,0 кг
" " " " " от 0,5 до 0,9 л	3,5 "
" " " " " от 1 л и более	4,5 "

Для мотоциклов с коляской расход бензина увеличивается на 50%.

В зимний период норма бензина увеличивается на 5%.

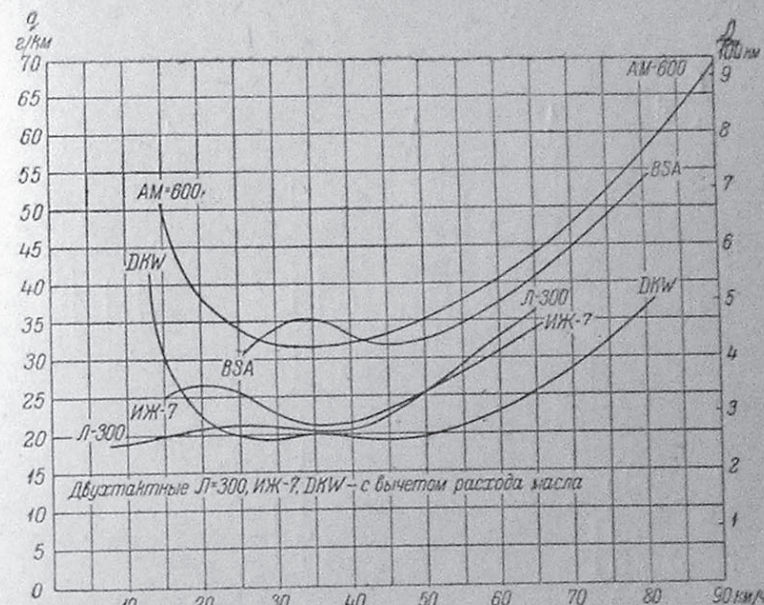
Автол расходуется в размере 5-8% от расхода горючего.

Норма расхода тавота — 25 г за рабочий день.

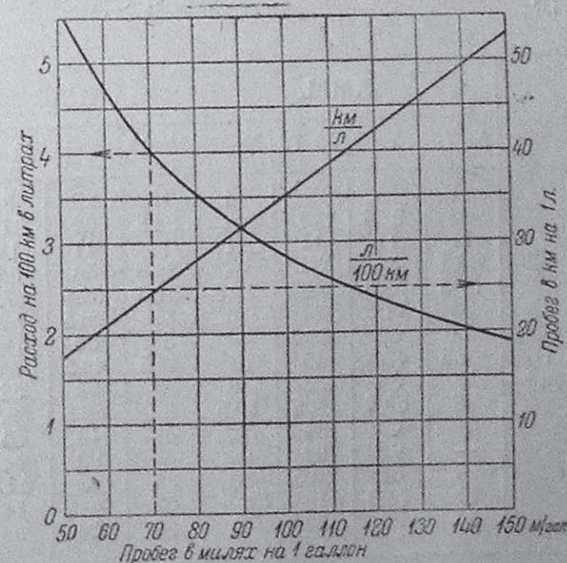
Таблица для перевода литров бензина в килограммы и килограммов в литры

Литры и килограммы	Удельный вес											
	0,720		0,730		0,740		0,750		0,760		0,770	
	кг	л	кг	л	кг	л	кг	л	кг	л	кг	л
1	0,72	1,39	0,73	1,37	0,74	1,35	0,75	1,33	0,76	1,31	0,77	1,30
2	1,44	2,78	1,46	2,74	1,48	2,70	1,50	2,67	1,52	2,63	1,54	2,60
3	2,16	4,16	2,19	4,11	2,22	4,05	2,25	4,00	2,28	3,94	2,31	3,90
4	2,88	5,55	2,92	5,48	2,96	5,40	3,00	5,33	3,04	5,26	3,08	5,20
5	3,60	6,94	3,65	6,84	3,70	6,75	3,75	6,66	3,80	6,55	3,85	6,49
6	4,32	8,33	4,38	8,21	4,44	8,11	4,50	8,00	4,56	7,90	4,62	7,80
7	5,04	9,72	5,11	9,58	5,18	9,46	5,25	9,33	5,32	9,21	5,39	9,10
8	5,76	11,10	5,81	10,95	5,92	10,81	6,00	10,66	6,08	10,56	6,16	10,40
9	6,48	12,49	6,57	12,32	6,66	12,16	6,75	12,00	6,84	11,84	6,93	11,70
10	7,20	13,89	7,30	13,70	7,40	13,51	7,50	13,33	7,60	13,16	7,70	12,99

¹ Ленинградский индустриальный институт, Автотракторная лаборатория 1937.



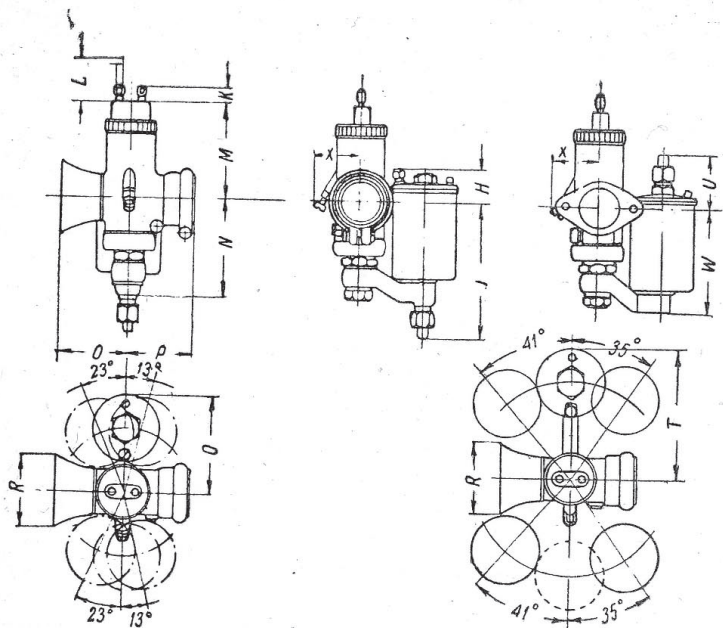
Фиг. 147. Расход горючего на прямой передаче.



Фиг. 148. Номограмма для пересчета миль/галлон в л/100 км и км/л.

4. Размеры карбюраторов и детали их крепления

Карбюраторы Ама1 и Бинкс. Крепление — хомутиком или фланцем.¹

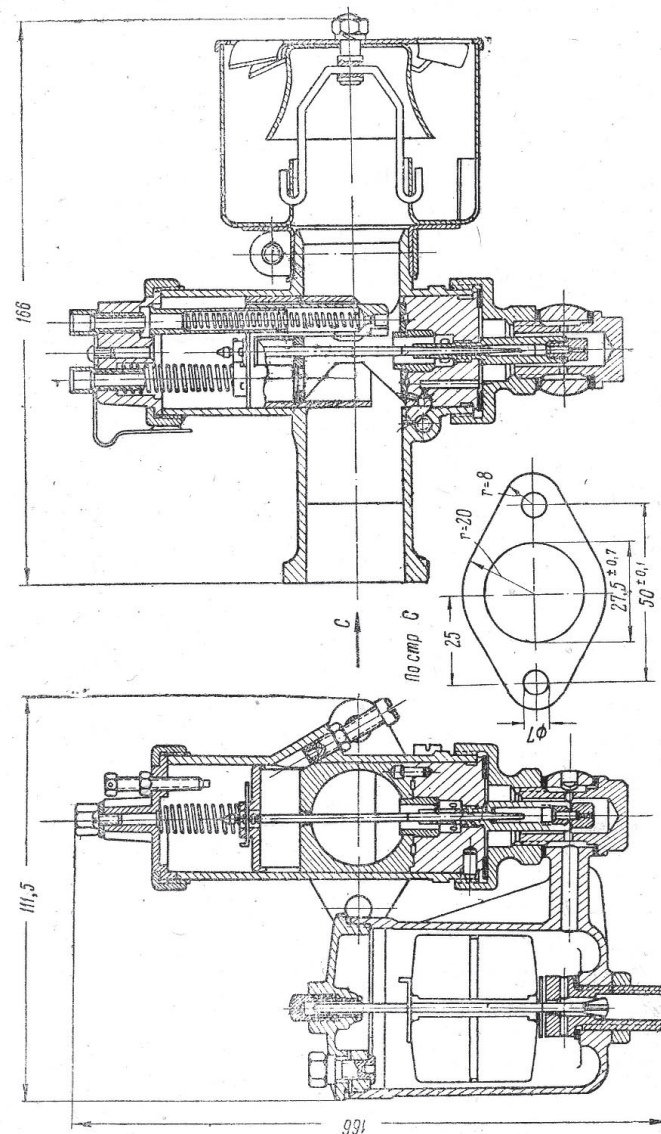


	АМАЛ				БИНКС		
	№ 74	№ 75	№ 76	№ 89	№ 47	№ 48	№ 49
H	11	21	18,5	16	16	26	23,5
J	90	97,5	100	102	85,5	92	94,5
K	11	11	11	11	11	11	11
L	28,5	30	35	—	28,5	30	35
M	54,5	59,5	67,5	73,5	54,5	59,5	67,5
N	70	71,5	74	76	65	66,5	69
O	56	56	59,5	48	56	56	59,5
P (хомут)	43,5	43,5	46	51	43,5	43,5	46
P (фланц.)	38	38	38	38	38	38	38
Q	58	69,5	69,5	69,5	58	69,5	69,5
R	49	49	54	63,5	49	49	54
T	—	92	92	92	—	92	92
U	29	37	34,5	32	34	42	39,5
W	71	75,5	78	80	67	70,5	73
X	30	30	33	34	36	36	39

Фиг. 149. Габаритные размеры карбюраторов АМАЛ и БИНКС.

¹ Стандартные размеры креплений карбюраторов см. в табл. 46 отдела X (стр. 420).

Поплавковые камеры — двух типов — с верхним или нижним подводом топлива и с коротким или длинным соединительным каналом. Габаритные размеры в мм — согласно фиг. 149.

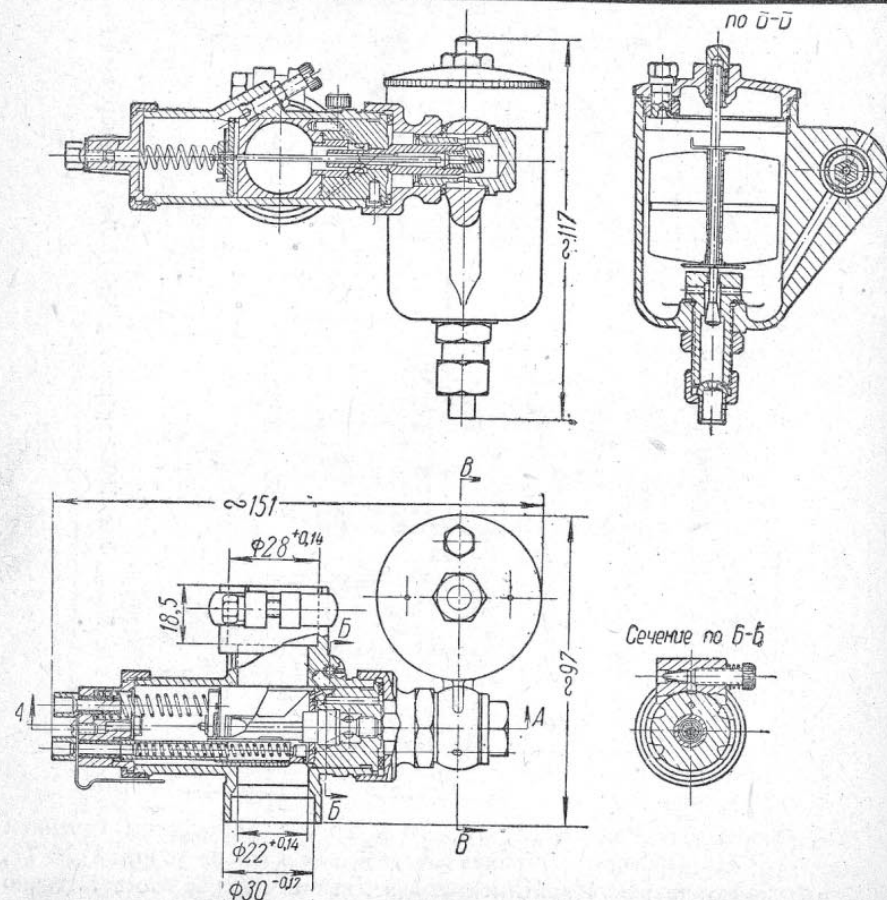


Фиг. 150. Карбюратор МК-17 Лен. карбюр. 3-да (тип Амаль).

Карбюраторы Ама1 № 74, 75, 76 и 89 — с постоянным сечением жиклеров; карбюраторы с переменным сечением жиклера (с иглой) № 77, 78 и 79 имеют те же габаритные размеры, какие указаны соответственно для № 74, 75 и 76.

Рекомендуемые заводом размеры карбюраторов AMAL для мотоциклов с верхними клапанами

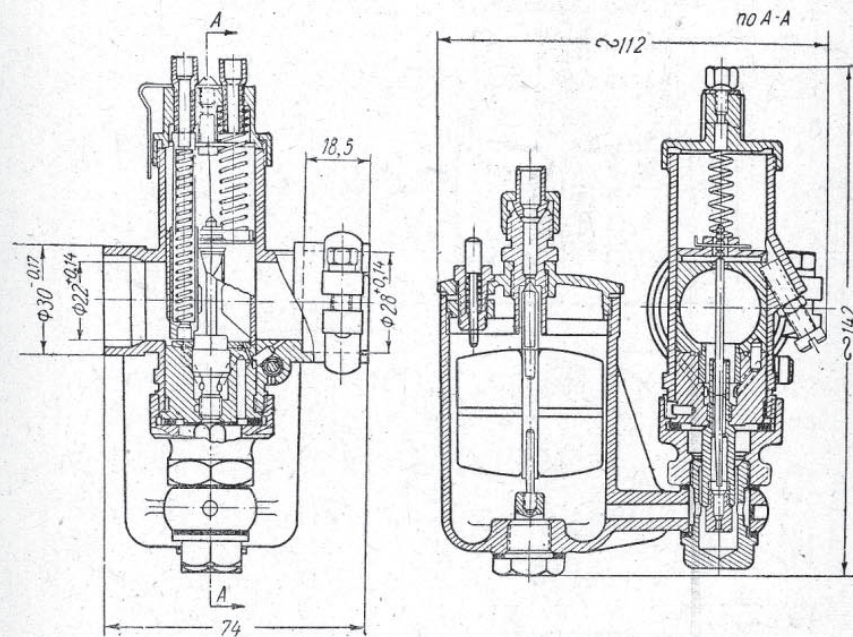
Объем 1 цил. см ³	Тип	Карбюратор	Объем 1 цил. см ³	Тип	Карбюратор
175	Норм.	74 и 77; $d = 16,7$	500	Норм.	76 и 79; $d = 25,4$
175	Спорт.	74 и 77; $d = 18,25$	500	Спорт.	$\left\{ \begin{array}{l} 76 \text{ и } 79; d = 25,4 \\ 76 \text{ и } 79; d = 27 \end{array} \right.$
175	Гоночн.	74 и 77; $d = 19,8$	500	Гоночн.	$\left\{ \begin{array}{l} 76 \text{ и } 79; d = 27 \\ 89; d = 27,8 \end{array} \right.$
250	Норм.	74 и 77; $d = 19,8$	500	Гоночн.	$\left\{ \begin{array}{l} 89; d = 28,7 \\ 89; d = 30,2 \end{array} \right.$
250	Спорт.	74 и 77; $d = 19,8$	600	Гоночн.	
250	Гоночн.	75 и 78; $d = 20,6$			
350	Норм.	$\left\{ \begin{array}{l} 74 \text{ и } 77; d = 19,8 \\ 75 \text{ и } 78; d = 20,6 \end{array} \right.$			
	Спорт.	75 и 78; $d = 22,2$			
	Гоночн.	76 и 79; $d = 25,4$			



Фиг. 151. Горизонтальный карбюратор К-29-Г Лен. карбюр. з-да (тип Амаль).

Размеры карбюраторов AMAL для мотоциклов с боковыми клапанами

Объем 1 цил. (см ³)	Тип	Карбюратор
250	Норм.	74 и 77; $d = 18,25$
300	"	74 и 77; $d = 18,25$
350	"	74 и 77; $d = 19,8$
500	"	$\left\{ \begin{array}{l} 75 \text{ и } 78; d = 22,2 \\ 76 \text{ и } 79; d = 23,8 \end{array} \right.$
600	"	$\left\{ \begin{array}{l} 76 \text{ и } 79; d = 25,4 \\ 76 \text{ и } 79; d = 23,8 \end{array} \right.$

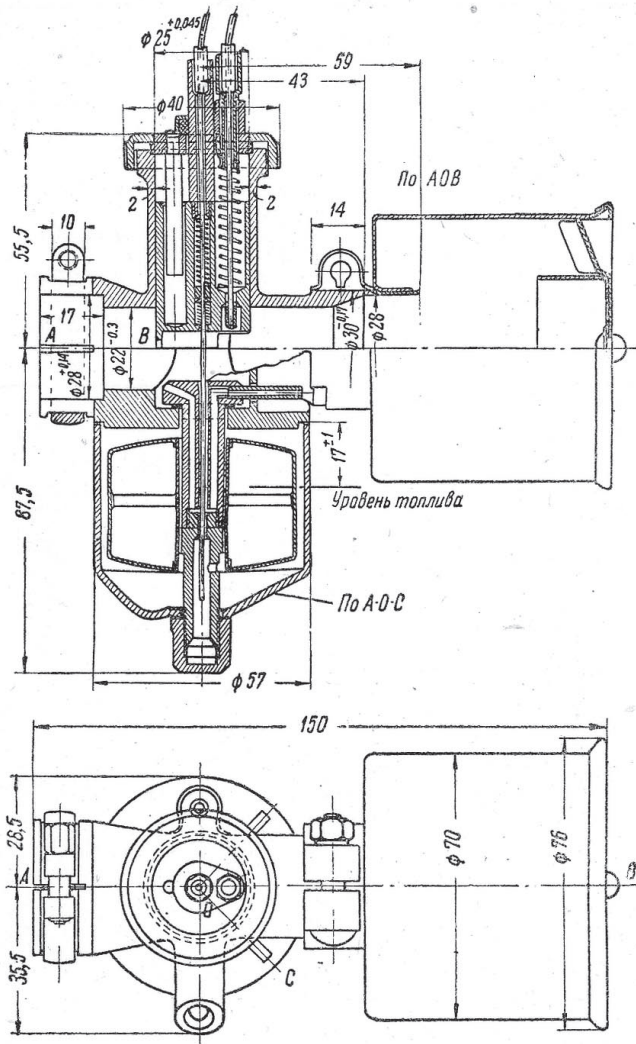


Фиг. 152. Карбюратор К-29-В Лен. карбюр. з-да (тип Амаль).

5. Калибровка жиклеров

Так как истечение горючего из жиклера не вполне определяется диаметром отверстия, а зависит также от его формы, длины канала,

совершенства обработки, вязкости протекающей жидкости, зависящей, в свою очередь, от температуры, и пр., то в настоящее время калибровка и маркировка жиклеров производится по фактической, „произ-



Фиг. 153. Карбюратор ЛКЗ-22 (тип Фрамо).

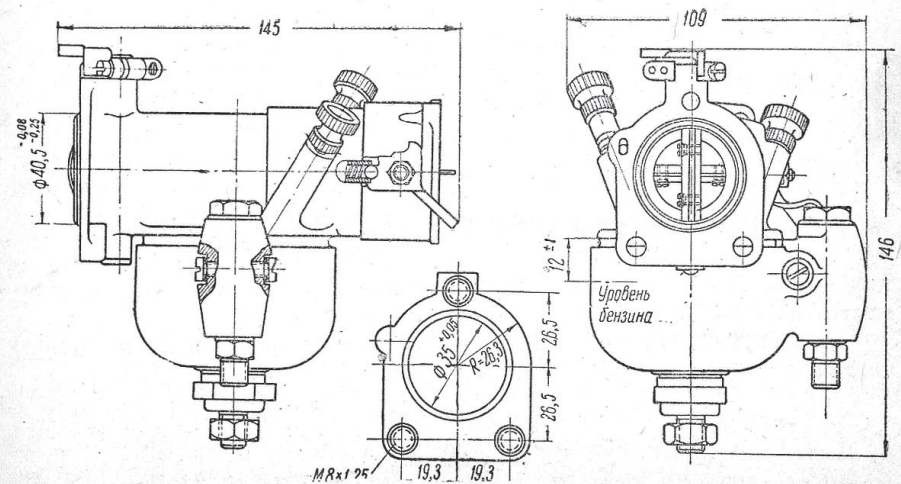
водительности“, т. е. по количеству горючего, вытекающего через отверстие жиклера в 1 мин. при определенных стандартных условиях.

Английский стандарт: длина канала жиклера не меньше 3 и не больше 5 диаметров; высота напора — 50 см; температура 15°; уд. вес бензина — 0,710.

Размер жиклера обозначается числом куб. сантиметров горючего, вытекающего из жиклера в 1 мин. при указанных условиях.

Приближенные соотношения между диаметром жиклера и производительностью

Диаметр		Производит. см ³	Диаметр		Производит. см ³
Дюйм.	мм		Дюйм.	мм	
0,026	0,66	55	0,048	1,22	200
0,027	0,69	60	0,050	1,27	210
0,028	0,71	65	0,051	1,29	220
0,029	0,74	70	0,052	1,32	230
0,030	0,76	75	0,053	1,35	240
0,031	0,79	80	0,054	1,37	250
0,032	0,81	85	0,055	1,40	260
0,033	0,84	90	0,056	1,42	270
0,035	0,89	100	0,057	1,45	280
0,036	0,91	110	0,058	1,47	290
0,038	0,96	120	0,059	1,50	300
0,039	0,99	130	0,060	1,52	310
0,041	1,04	140	0,061	1,55	320
0,042	1,07	150	0,062	1,57	330
0,043	1,09	160	0,063	1,60	340
0,045	1,14	170	0,064	1,62	350
0,046	1,17	180	0,065	1,65	360
0,047	1,19	190			



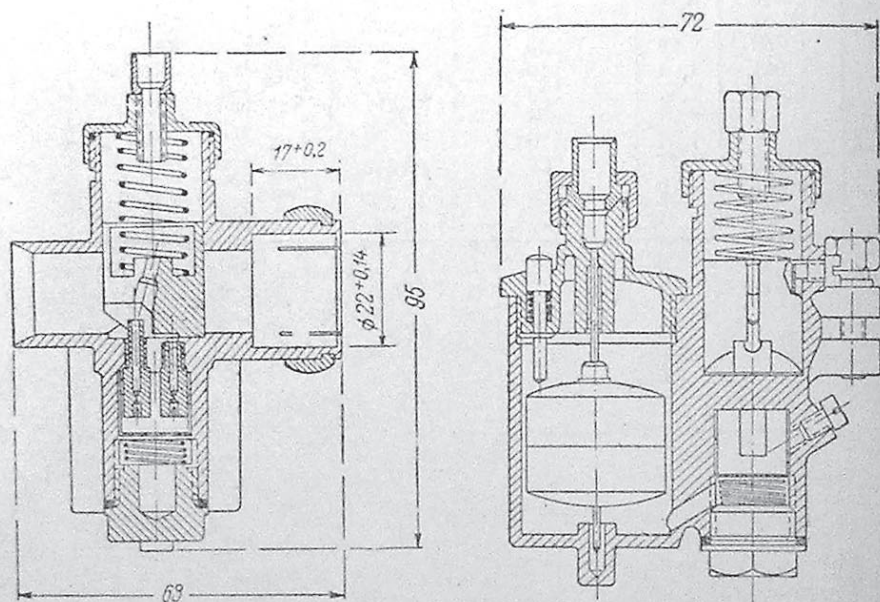
Фиг. 154. Карбюратор МК-1 Лен. карбюр. з-да (тип Шеллер-де-Люкс).

Ориентировочные размеры жиклеров в зависимости от рабочего объема одного цилиндра

Объем цилиндра см ³	Жиклер с иглой см ³	Жиклер без иглы см ³
150—175	75—80	65
200	85	70
250	90	75
350	100—105	85
500	110	100
600	115—120	110

Жиклеры холостого хода — 25—40 см³.

Размеры указаны для мотоциклов нормального типа, работающих на бензине и без прицепных колясок. При наличии коляски размер



Фиг. 155. Карбюратор К-33 Лен. карбюр. з-да (тип Амаль-Бинкс).

жиклера на 5—10% больше. Для спортивных машин размеры увеличиваются на 40—50%, а при спиртовых смесях на 100%.

По ОСТ 26011 калибровка жиклеров производится по истечению чистой воды под напором 1000 мм при 20°С.

ОТДЕЛ ПЯТЫЙ
СМАЗКА ДВИГАТЕЛЕЙ

1. Масла для мотоциклетных двигателей

Автолы (ОСТ/ВКС 7869)

Физико-химические свойства	№ 6	№ 8	№ 10	№ 18
Уд. вес при 20° (не выше)	0,911	0,914	0,920	0,926
Вязкость по Энглеру:				
V ₅₀ (при 5°)	5,5—6,5	8—9	Не выше 11	Не выше 18
V ₁₀₀ (при 100°)	—	—	Не ниже 1,8	Не ниже 2,3
Вспышка по Бренкену — не ниже °С	185	190	200	215
Застывание не выше °С	—8	—8	—5	0

Авиационные масла

	MD	D-17
Уд. вес при 15°	не > 0,901	0,900
Температура вспышки по Бренкену °С	не < 255	не < 245
Вязкость по Энглеру:		
при 50°	не > 23	не > 19,0
90°	3,2	2,7
Температура застывания	—20°	—35°

Наиболее подходящими для мотоциклетных двигателей с воздушным охлаждением являются авиационные масла:

Летом — MD (эмбенский брайсток); в особо жарких местностях авиомасло „СО“ (облегченный сураханский брайсток). Зимой — D-17. Те же масла повышенного качества (селективной очистки) имеют марки MDC, D-17C и CC.

Из автомобильных масел применяются: летом — автол 10 (в особо жарких местностях № 18); зимой — автол 8 (в большие морозы № 6).

Из растительных масел может быть применимо (для четырехтактных двигателей) касторовое (температура вспышки 278°). В зимнее время его разбавляют денатуратом во избежание застывания:

При температуре — 2—5°	добавляется 2—3%	денатурата
„ — 5—10°	„ 5—6%	„
„ — ниже — 10°	„ 8—10%	„

Смешивать касторовое масло с денатуратом надо в горячем виде, тщательно размешивая. С нефтяными продуктами касторовое масло не смешивается.

2. Расход масла

Отнесенный к мощности двигателя расход (прогар) масла составляет в среднем: 25—30 г на 1 л. с. ч.

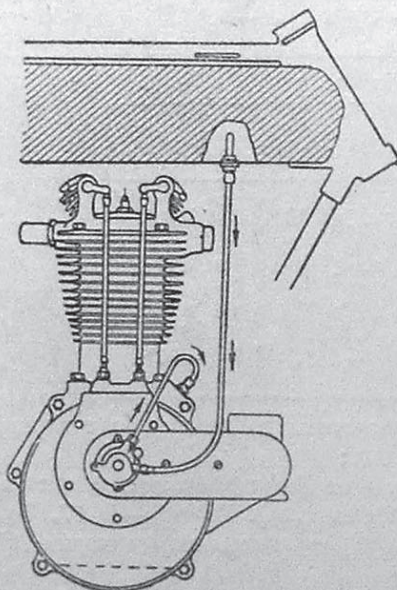
Расход масла на 100 км пробега по данным испытаний, производившихся в СССР:

1-цил. одиночки	300—400 г
2-цил. "	350—400 "
2-цил. с сцепкой	450—500 "

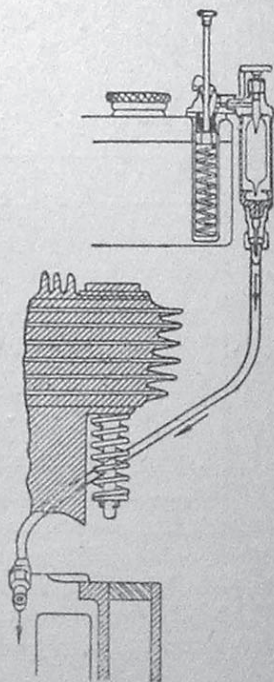
Нормы, указываемые в зарубежной литературе, приблизительно вдвое ниже.

3. Системы смазки

1. Смазка разбрызгиванием осуществляется образованием на дне картера небольшого запаса масла, захватываемого вращающимися маховиками. Пополнение расхода масла и поддержание постоянного уровня в картере производятся механическим или



Фиг. 156. Подача масла механическим насосом.



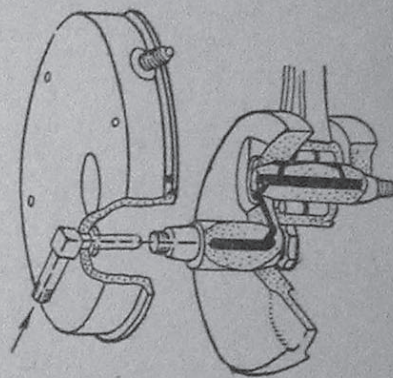
Фиг. 157. Подача масла ручным насосом с маслокапельником.

ручным полуавтоматическим насосом с маслокапельником согласно схемам, представленным на фиг. 156 и 157.

Подвод масла в картер, как правило, производится таким образом, что оно направляется прежде всего к одному из коренных подшипников

и через сверления в шейках и маховиках — к нижнему шатунному подшипнику (фиг. 158). Вытекающее из подшипников масло разбрызгивается и затем стекает на дно картера.

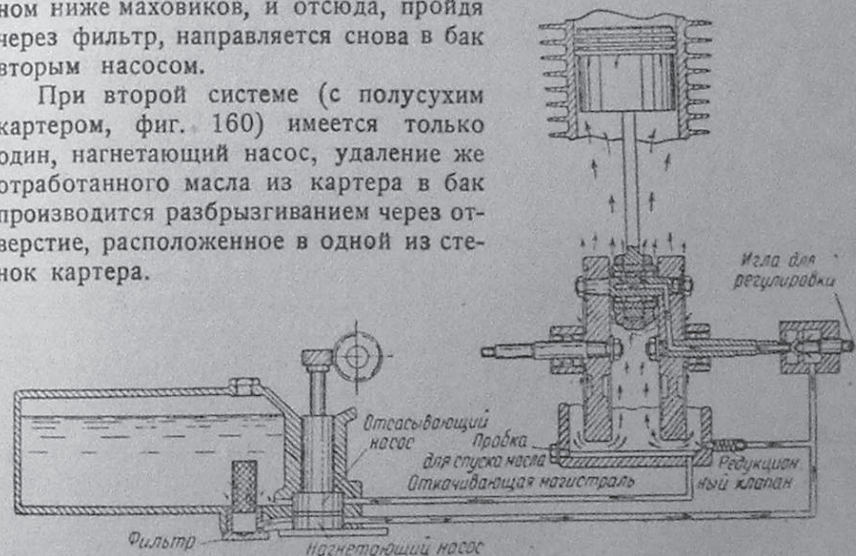
2. Циркуляционная смазка выполняется в двух вариантах: 1) с сухим и 2) с полусухим картером. Первая система (фиг. 159) характеризуется отсутствием запаса масла на дне картера и наличием двух насосов, из которых один засасывает масло из бака и нагнетает его в двигатель, второй — берет отработавшее масло из поддона картера и возвращает его в бак. Нагнетаемое под давлением 0,5—1 ат в двигатель масло направляется непосредственно к нижнему шатунному подшипнику; вытекающее из последнего масло забрасывается на стенки цилиндра и подшипник поршневого пальца.



Фиг. 158. Смазка шатунного подшипника.

При верхнем расположении клапанов масло к коромыслам и направляющим втулкам нагнетается по особому трубопроводу (см. фиг. 44) или смазку их производят с помощью штауферов. Отработавшее масло собирается в поддоне картера, расположенном ниже маховиков, и отсюда, пройдя через фильтр, направляется снова в бак вторым насосом.

При второй системе (с полусухим картером, фиг. 160) имеется только один, нагнетающий насос, удаление же отработанного масла из картера в бак производится разбрызгиванием через отверстие, расположенное в одной из стенок картера.



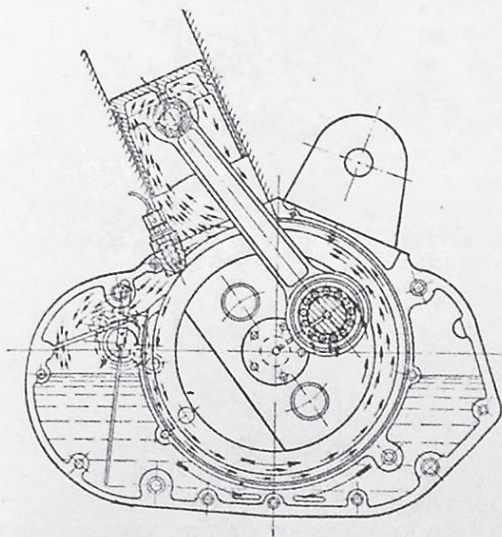
Фиг. 159. Схема циркуляционной смазки с сухим картером (ПМЗ-А-750).

3. Смазка двухтактных двигателей в большинстве случаев осуществляется примешиванием масла к бензину.

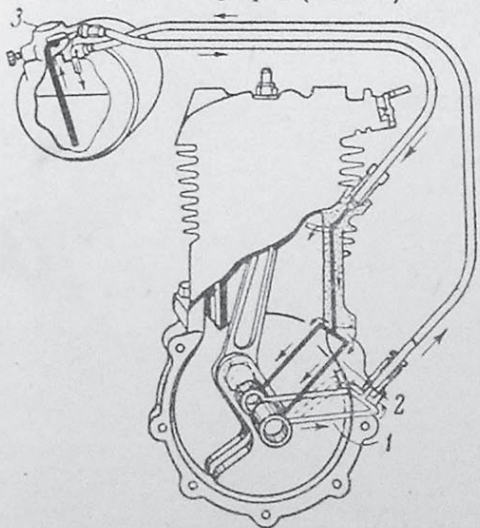
Количество масла в смеси $\frac{1}{10}$ — $\frac{1}{15}$ (по объему)

Реже применяется непосредственная подача масла к подшипникам и на стенки цилиндра.

Пример подобной смазки, применяемой заводом Вильерс, дан на фиг. 161.



Фиг. 160. Схема циркуляционной смазки с полусухим картером (AM-600).



Фиг. 161. Смазка „Вильерс“.

$$Q = \frac{30 \cdot N_e}{60 \eta_n} = \frac{N_e}{2 \eta_n} \text{ см}^3/\text{мин},$$

где $\eta_n = 0,7-0,8$ в зависимости от конструкции насоса.

Незначительность подачи и необходимость регулировки ее определяют выбор насоса плунжерного типа. Привод к насосу выполняют

В данном случае в качестве насоса используется сама кривошипная камера двигателя. Сжимаемый в ней воздух проходит через сверления в шейках вала к коренным подшипникам и отсюда, через отверстия, совпадающие при нисходящем ходе поршня с каналами 1, просверленными в стенках картера, направляется по трубке в масляный бак. Давление, образующееся в баке, нагнетает масло через второй трубопровод и каналы 2 к коренным и шатунному подшипникам. Часть масла, как видно на схеме, ответвляется для смазки цилиндра. Подача масла регулируется игольчатым вентилем и контролируется через оконце 3.

4. Механические масляные насосы

1. Подача насоса. При разбрызгивающей системе смазки насос имеет целью только пополнение прогара масла и удержание его уровня в картере на определенной высоте.

Принимая расход масла 30 см^3 на 1 л. с. ч. и обозначая коэффициент полезного действия насоса через η_n , получим выражение для минутной подачи насоса:

обыкновенно от распределительных шестерен с понижением числа оборотов в отношении около 1:40 (с помощью червяка или шестерен с внутренним зацеплением), чтобы получить конструктивно приемлемые размеры диаметра плунжера и его хода. Регулировка подачи производится или изменением хода плунжера, или изменением продолжительности открытия всасывающих и нагнетающих отверстий.

При циркуляционной смазке количество масла, подаваемого насосом, должно быть значительно больше, чтобы не только покрывать естественную убыль масла, но и не допускать непрерывного повышения температуры циркулирующей смазки. Желательно, чтобы температура масла не поднималась выше 50° . При этом условии подача нагнетающего насоса должна быть в 50—60 раз больше, чем при смазке разбрызгиванием, т. е.

$$Q \geq \frac{N_e \cdot 50}{2 \eta_n} = \frac{25 \cdot N_e}{\eta_n} \text{ см}^3/\text{мин}.$$

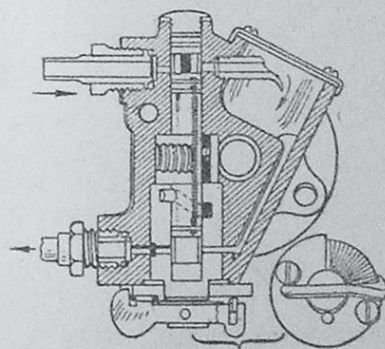
Производительность отсасывающего насоса в 3—4 раза больше, чем нагнетающего.

Нагнетающий и отсасывающий насосы могут быть как плунжерного, так и зубчатого типа. Для последнего $\eta_n = 0,7$.

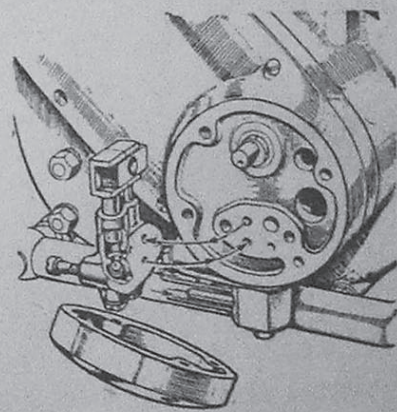
В выполненных конструкциях минутная подача нагнетающего насоса (отнесенная в целях сравнения к 1000 об/мин. двигателя) колеблется в широких пределах:

Мотоцикл	Подача при 1000 об/мин.
„Ариель“ (500 см ³)	50 см ³ /мин
„О.К.“ (250 и 350 см ³)	60 „
„Эксцельсиор“ (250 и 350 см ³)	185 „

Емкость масляного бака при циркуляционной смазке



Фиг. 162. Насос „Бест и Ллойд“.

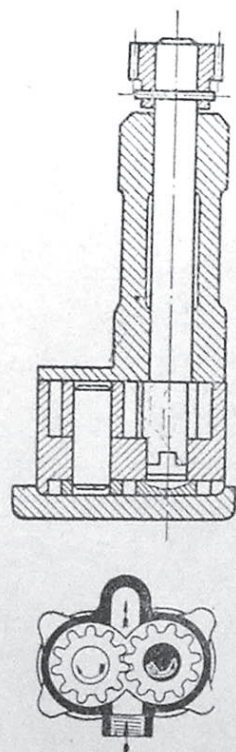


Фиг. 163. Двойной плунжерный насос.

должна быть выбрана с таким расчетом, чтобы при работе двигателя на полной мощности кругооборот всего количества масла совершался не более 15—20 раз в час (во избежание нагревания масла). Обычно емкость масляного бака 1,5—2 л, на гоночных мотоциклах ее доводят до 4,5—5 л.

2. Конструкция насосов. На фиг. 162 представлена конструкция масляного насоса фирмы Бест и Ллойд.

Насос — плунжерного типа. Плунжер имеет вращательное движение от червячного привода и возвратно-поступательное. Последнее осуществляется с помощью штифта, скользящего в спиральной канавке, вырезанной в нижнем цилиндре насоса. Путь масла указан стрелками. Регулировка подачи производится поворачиванием нижнего цилиндра, направляющего движение плунжера, вследствие чего изменяются моменты совпадения всасывающих и нагнетающих отверстий.



Фиг. 164. Двойной шестеренчатый насос ПМЗ-А-750.

Двойной плунжерный насос для циркуляционной смазки, весьма распространенной конструкции, показан на фиг. 163.

Корпус насоса представляет собой бронзовую отливку со сверлениями для скалок и для подвода и отвода масла, которая привинчивается снаружи или внутри крышки распределительных шестерен.

Выходные отверстия снабжены шариковыми клапанами.

Скалки расположены параллельно и приводятся в движение общим пальцем, выточенным эксцентрично на конце оси одной из распределительных шестерен. Диаметр скалки нагнетающего насоса — 4—5 мм, отсасывающего — 8—9 мм, ход обеих скалок — 5—6 мм.

Зубчатый насос (фиг. 164) состоит из двух шестеренок, вращающихся в разные стороны, установленных в корпусе таким образом, что внешние окружности их касаются поверхности корпуса.

Захватывая масло своими зубьями с одной стороны камеры насоса, они проталкивают его в противоположную сторону.

Обозначения:

d — диаметр начальной окружности шестеренок в мм;

m — модуль (обычно 1,5—1,75);

h — высота зуба, равная $2m$ в мм;

b — длина зуба, в мм;

n — число оборотов в минуту (передаточное отношение к числу оборотов двигателя обычно 1:2).

Тогда подача

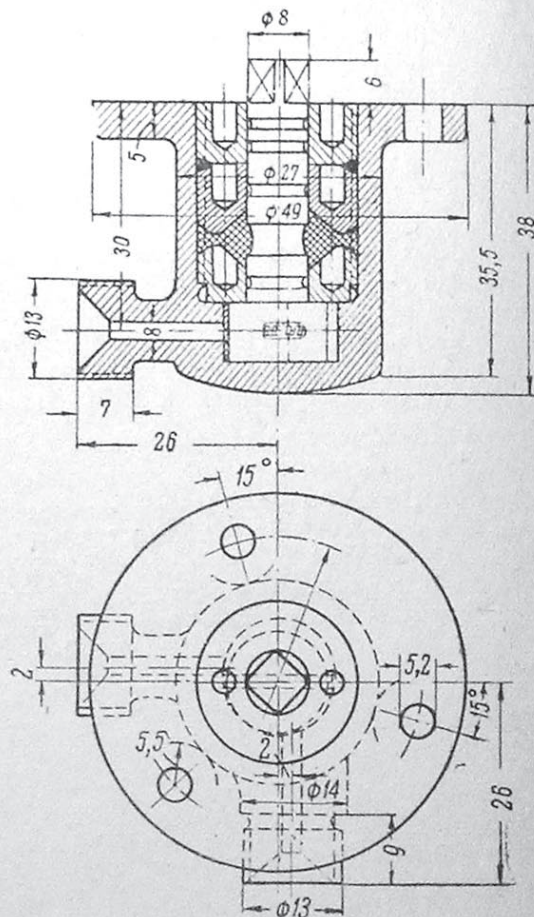
$$Q = \frac{2\pi d \cdot b \cdot m \cdot n}{1000} \eta_n \text{ см}^3/\text{мин.}$$

Размеры m и d выбирают конструктивно и определяют из вышеприведенного выражения минимально необходимую длину зуба b (в мм):

$$b = \frac{1000 \cdot Q}{2\pi d m n \eta_n}.$$

Число зубцов — 10—12.

На фиг. 165 дан пример конструкции масляного насоса коловратного типа системы Цюндап. Квадрат валика насоса соединяется с одной из распределительных шестерен или с шестеренкой магнето (передаточное отношение к числу оборотов двигателя 1:2).



Фиг. 165. Насос „Цюндап“.

ЗАЖИГАНИЕ И ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ МОТОЦИКЛА

1. Системы зажигания и освещения

На современных мотоциклах применяются две системы зажигания:

- 1) от магнето высокого напряжения;
- 2) от аккумуляторной батареи (обычно 6 В), соединенной с генератором постоянного тока и трансформатором (бобиной).

Освещение и сигнальный гудок при наличии магнето обслуживаются отдельным динамо-генератором с аккумуляторной батареей. При батарейном зажигании осветительная сеть и сигнал питаются теми же источниками, которые обслуживают зажигание.

2. Размеры свечей

Размеры свечей завода Ленкарз даны в следующей таблице:

Марка свечи	Резьба ввертной части (метрич.)	Длина		Размер п/ключ		Ø опорной площадки	Для двигат.
		ввертн. части	юбочки изолятора	корпуса	ниппеля		
М 12/15	18×1,5	12	15	26	22	24,5	Л-300
М 15/15	18×1,5	15	15	26	22	24,5	М-1
М 20/20	18×1,5	20	20	26	22	24,5	СТЗ
М 15/15 ЗИС	18×1,5	15	15	22	20	24,5	ЗИС-101
А 14/15	14×1,25	14	15	22	20	21,5	КИМ-10
А 11/10	14×1,25	11	10	22	20	21,5	Л-8

Материал изолятора — стеатит (у А 14/15 — глинозем)

Общая высота свечей от основания цоколя (без ввертной части) 56—68 мм.

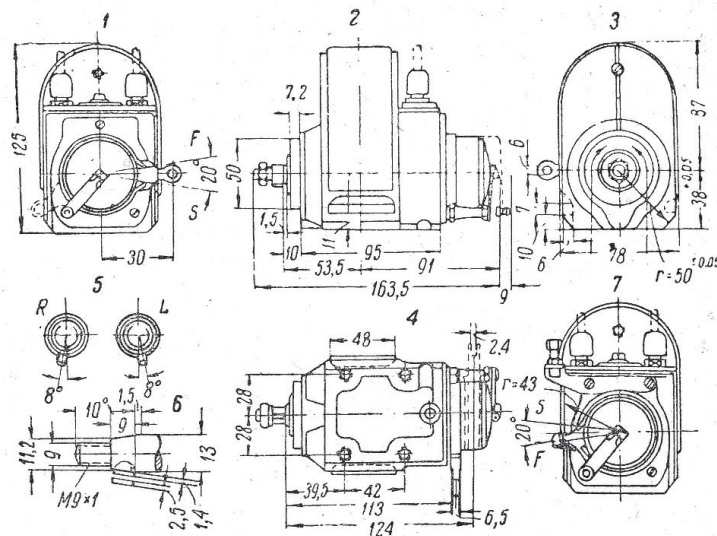
Термические свойства свечи зависят от длины юбочки изолятора. Чем короче юбочка изолятора, тем более высокие температуры и давления выдерживает свеча. Для мотоциклетных двигателей с повышенным сжатием могут быть применены авиосвечи ЗМГ (со слюдяным изолятором, резьба 18 мм).

3. Магнето

1. Скорость вращения. Для четырехтактных двигателей с одним и двумя цилиндрами отношение числа оборотов якоря магнето к числу оборотов двигателя 1:2, для двухтактных 1:1.

2. Привод. Осуществляется набором шестерен от распределительного механизма или роликовой цепью.

3. Размеры и крепления магнето. Магнето Бош (фиг. 166) тип FF1A — для одноцилиндровых двигателей, с одним выводом тока высокого напряжения, тип FF2A — для двухцилиндровых двигателей с чередованием искры через 180° и тип FFVA — для V-образных двигателей.

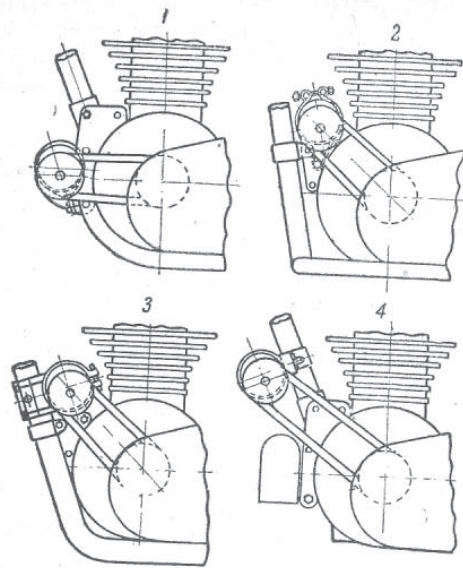


Фиг. 166. Магнето „Бош“ тип FF2A и FFVA.

На фиг. 166 — 1, 2 и 3 — вид со стороны прерывателя, сбоку и со стороны привода; угол поворота обоймы 20°; F — положение раннего зажигания; S — положение позднего зажигания. 4 — вид снизу; крепление к площадке четырьмя шурупами или охватывающим хомутом; в первом случае отверстия имеют резьбу Витворта 1/4", 20 ниток на 1"; во втором — гладкие для установочных штифтов диаметром 5,1 мм; 5 — установка шпонок при правом R и левом L вращении якоря, в положении полного опережения; 6 — детали крепления приводной шестеренки; конусность $\frac{13-11,2}{9} = 1:5$, нарезка метрическая диаметром 9 мм, шаг — 1 мм; 7 — приспособление для установки обратной пружины к пальцу обоймы (пружина отжимает обойму в положение раннего зажигания).

Вес: FF1A 2,7 кг, FFVA и FF2A 2,8 кг.

4. Динамо для освещения

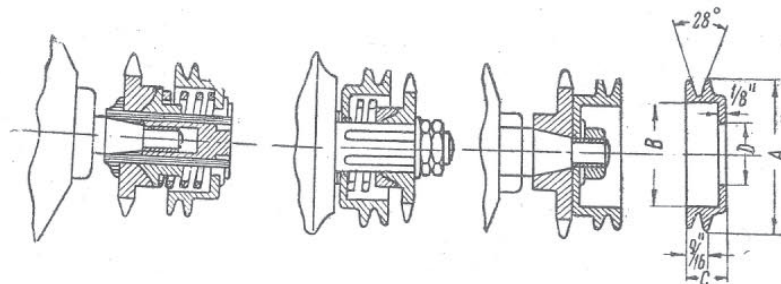


Фиг. 167. Схемы установки динамо на мотоцикле.

Для питания осветительной сети, сигнала и подзарядки аккумуляторной батареи применяются динамо постоянного тока, шунтового типа с регулировкой третьей щеткой или вибратором. Напряжение — 6 В; мощность от 30 до 80 Вт. Соединение с батареей параллельное — через реле.

Сила зарядного тока контролируется амперметром с нулевым делением по середине шкалы и отклонением стрелки в обе стороны. Число оборотов зависит от конструкции динамо; обычно в $1\frac{1}{2}$ —2 раза больше числа оборотов двигателя.

Корпус цилиндрический с наружным диаметром 76,2 мм (3") — в СССР, Англии и Германии, или 85 мм — во Франции.



Фиг. 168. Крепление приводных шкивов динамо.

Тип	A	B	C	D
D 58 A	3 $\frac{1}{2}$ " (89 мм)	2 $\frac{1}{8}$ " (54 мм)	1" (25,4 мм)	3 $\frac{1}{8}$ " (9,5 мм)
D 57 B	3 $\frac{7}{8}$ " (98 мм)	2 $\frac{1}{2}$ " (64 мм)	1 $\frac{1}{8}$ " (28,6 мм)	1 $\frac{1}{4}$ " (32 мм)
D 63	3 $\frac{1}{2}$ " (89 мм)	2 $\frac{1}{8}$ " (54 мм)	3 $\frac{1}{4}$ " (19 мм)	3 $\frac{1}{8}$ " (9,5 мм)
D 66	3 $\frac{1}{2}$ " (89 мм)	1 $\frac{5}{8}$ " (41 мм)	1 $\frac{9}{16}$ " (40 мм)	1 $\frac{1}{2}$ " (12,7 мм)

Шпиндель якоря может быть расположен эксцентрично относительно оси корпуса для регулировки натяжения ременного или цепного привода

Динамо устанавливается или в специальном гнезде, предусмотренном в картере двигателя (фиг. 92), или крепится к раме мотоцикла на кронштейне с охватывающим хомутом. В последнем случае привод осуществляется обычно трапецевидным ремнем. Схемы установки представлены на фиг. 167.

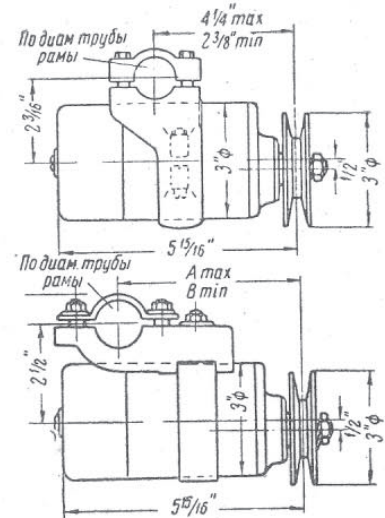
Ведущий шкив крепится на конце коленчатого вала двигателя жестко или с помощью амортизатора (фиг. 168 и 45).

Размеры ведущего шкива по фиг. 168 (завод Мюллер, Англия) при диаметре ведомого шкива 3" (76,2 мм).

Конструкция и размеры кронштейнов для крепления динамо к раме представлены на фиг. 169.

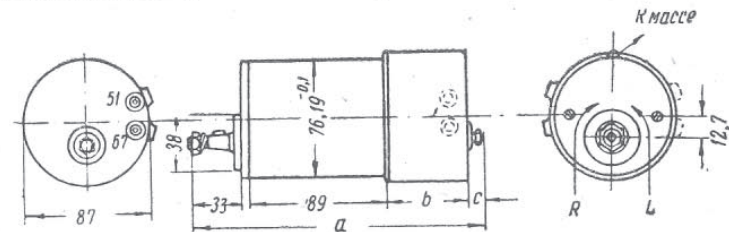
Динамо Бош. Напряжение 6В. Мощность 30Вт при 2000 об/мин. Начало зарядки при 1400 об/мин.; максимальное число 8000 об/мин. (в течение 15 мин. допускается 10 000 об/мин.). Вращение правое R или левое L. Реле монтировано под коллекторной крышкой.

Габаритные размеры — согласно фиг. 170.



Фиг. 169. Крепление динамо.

A max 5 $\frac{1}{4}$ " (133 мм) или 6" (152 мм).
B min 3 $\frac{1}{4}$ " (95 мм) или 5 $\frac{1}{4}$ " (133 мм).



Фиг. 170. Установочные размеры динамо „Бош“.

Тип	a	b	c	Вес кг
DD — с тремя щетками . .	178	43,5	8,5	2,4
RD — с вибрационным регулятором	188	57	5	2,7

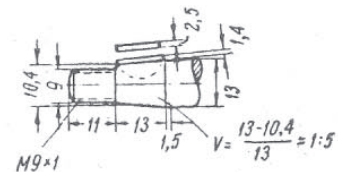


Схема соединений — по фиг. 171.

Вес фары — 1,6 кг; аккумуляторной батареи — 3,7 кг.

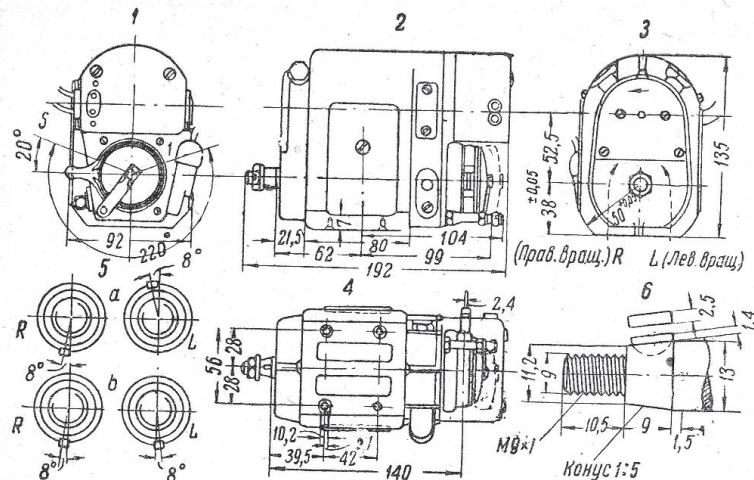
Динамо Г-10 производства АТЭ. На мотоциклах ИЖ-9 применяется для питания осветительной сети, звукового сигнала и подзарядки аккумуляторной батареи генератор Г-10. Рабочее напряжение 6V. Мощность 36W. Регулировка — третьей щеткой и добавочным сопротивлением в цепи обмотки возбуждения. Привод генератора — резиновым трапециoidalным ремнем. Соединение с батареей (ЗМГ-16) через реле ЦБ 4118 или ЦБ 120-АТЭ.

Центральный переключатель П-134 с добавочным сопротивлением для регулировки генератора. Переключатель ближнего и дальнего света выполнен совместно с кнопкой звукового сигнала. Схема соединений — согласно фиг. 172.

Б. Динамо-магнето (магдино)

В целях экономии места, веса и удобства привода соединяют в общем корпусе обыкновенное магнето для зажигания и динамо, обслуживающее осветительную сеть совместно с аккумуляторной батареей. Обе системы независимы одна от другой. Приборы этого рода носят название „динамо-магнето“ или „магдино“.

ношением 1:2 для четырехтактных двигателей и 1:1 для двухтактных. В верхней части помещается динамо для освещения (напряжение 6V, мощность 30W) и регулятор напряжения. Якорь динамо приводится



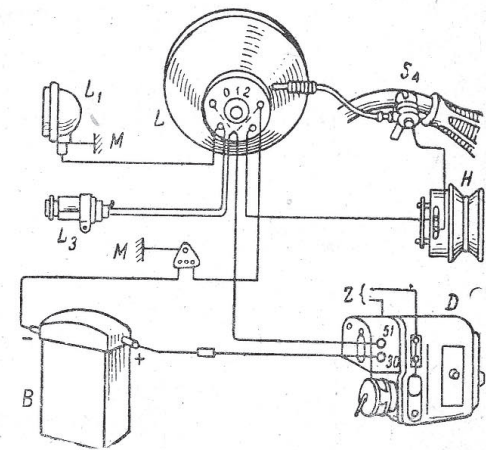
Фиг. 173. Размеры и крепления динамо-магнето „Бош“.

цилиндрическими шестеренками от якоря магнето. Положение шпонок для приводной шестерни на якоря магнето показано на фиг. 173-5: *a* — для одноцилиндровых четырех- и двухтактных двигателей; *b* — для двухцилиндровых двигателей, при полном опережении в первом цилиндре.

На фиг. 174 показана схема соединений.

Вес динамо-магнето 5,4 кг. Динамо-магнето (магдино) МД-132 производства электротехнического завода им. Куйбышева (ЗЭМ) устанавливается на мотоциклах Л-8 и АМ-600 (фиг. 175). Динамо с регулировкой 3-й щеткой, напряжением 6V, мощностью ~35W при 2500 об/мин. Магнето — с вращающимся магнитом. Привод — от ротора магнето с передаточным отношением 3:1 (относительно вала двигателя — 1,5:1).

Схема соединений дана на фиг. 176. Главный переключатель имеет три положения, обозначенные *Вык*, 3, 1 и 2. При положении *Вык* шунтовая обмотка отключена от массы и генератор не работает.



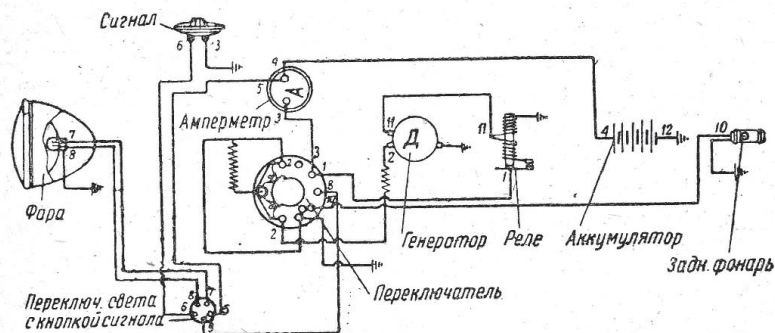
Фиг. 174. Схема соединений динамо-магнето „Бош“.

B — батарея; *D* — динамо-магнето; *H* — сигнал; *K* — соединение проводов; *L* — передняя фара с коммутатором; *L*₁ — фонарь для боковой прицепки; *L*₃ — задний фонарь; *M* — масса; *S*₁ — кнопка сигнала и выключение света; *Z* — провода к свечам от магнето.

Фиг. 171. Схема соединений осветительной динамо „Бош“.

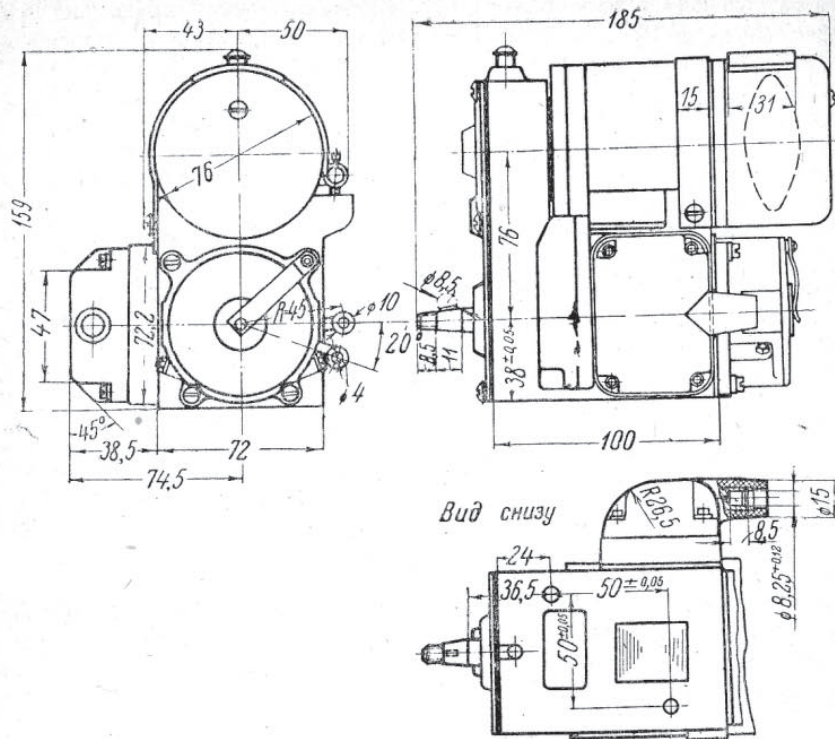
D — динамо; *B* — батарея; *H* — сигнал; *K* — соединение проводов; *L* — фара с коммутатором освещения; *L*₃ — задний фонарь; *M* — соединение на массу; *S*₁ — кнопка сигнала и выключатель света.

независимы одна от другой. Приборы этого рода носят название „динамо-магнето“ или „магдино“.

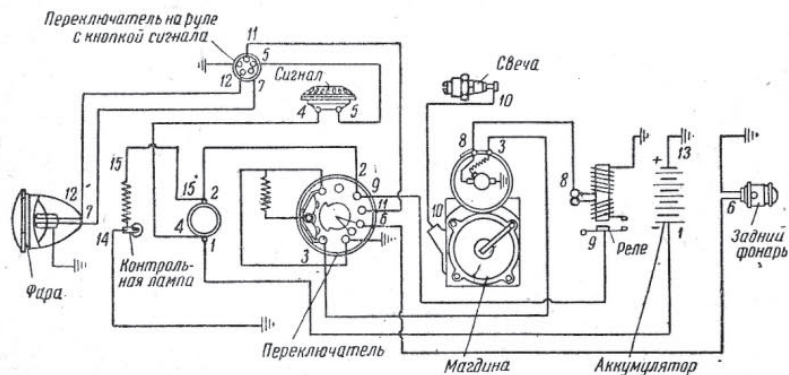


Фиг. 172. Электрооборудование мотоциклов ИЖ-8 и ИЖ-9.

Динамо-магнето Бош. Габаритные размеры даны на фиг. 173. В нижней части прибора помещается якорь магнето, вращаемый цепным или шестеренчатым приводом от двигателя с передаточным от-



Фиг. 175. Магдино МД-132 электростроительского завода им. Куйбышева.



Фиг. 176. Схема соединений магдино МД-132.

При положении переключателя на 3 шунтовая обмотка включается на массу через сопротивление. Максимальный ток, отдаваемый генератором, будет при этом около 4,5 А. При положении 1 и 2 шунтовая обмотка соединяется с массой, минуя сопротивление. Сила тока в этом положении — около 7,5 А.

6. Батарейное зажигание

Элементы системы зажигания: аккумуляторная батарея, динамо, реле, bobина, прерыватель тока низкого напряжения (для двухцилиндровых двигателей добавляется распределитель тока высокого напряжения). Осветительная сеть и сигнал питаются теми же источниками (на малых оборотах — от батареи, на средних и больших — непосредственно от динамо). Прерыватель тока низкого напряжения (часто в одном агрегате с распределителем) монтируется обычно на картере двигателя с приводом от одной из распределительных шестерен (передаточное отношение 1:2).

Система Бош. Для зажигания может быть использовано обыкновенное динамо (тип RD, фиг. 170) с добавлением к нему bobины и прерывателя или прерывателя-распределителя тока, приводимого обычно от одной из распределительных шестерен и монтированного отдельно от динамо.

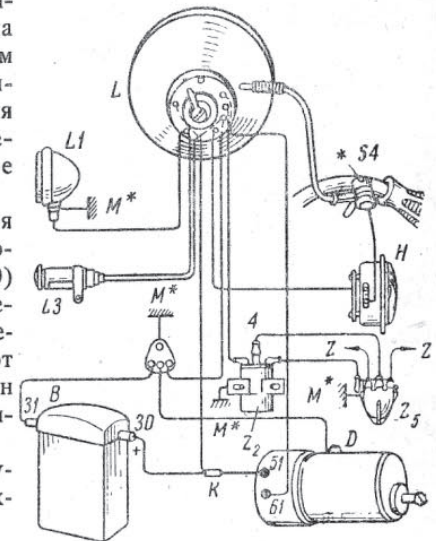
Схема соединений в данном случае — согласно фиг. 177 (для двухцилиндрового двигателя).

Здесь Z_2 — bobина, 4 — провод высокого напряжения от bobины к распределителю, Z_5 — прерыватель и распределитель в одном агрегате и Z — провода к свечам. Остальные обозначения — прежние.

Специально для батарейного зажигания завод Бош выпускает динамо в одном агрегате с прерывателем, реле и регулятором напряжения (тип В — для четырехтактных двигателей и ВК — для двухтактных). Скорость вращения валика прерывателя, являющегося одновременно приводом для всего агрегата, равна скорости распределительного вала (для типа В) или коленчатого вала (для типа ВК). Угол кулачка прерывателя 60, 120 и 210°. Установочные размеры — на фиг. 178.

Высота центра приводного валика $h = 30, 35$ или 38 мм; расстояния между центрами отверстий площадки: $a = 39,5$; $b = 42$ или 50 ; $c = 25$ или 28 мм.

Диаметр и глубина отверстий с нарезкой $1/4'' \times 8$ или $3/8'' \times 12$; гладких отверстий — $5,1 \times 7$.

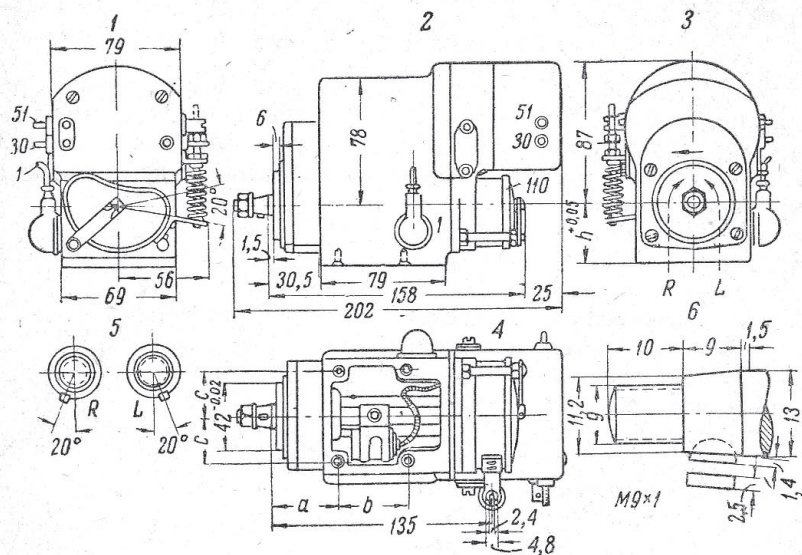


Фиг. 177. Схема зажигания и освещения от динамо „Бош“ RD с отдельным прерывателем-распределителем.

Вес агрегата — 3,6 кг.

Схема соединений — согласно фиг. 179.

Для двухтактных двигателей завод Бош выпускает специальные двенадцатиполюсные генераторы (тип F1KU для одноцилиндровых дви-



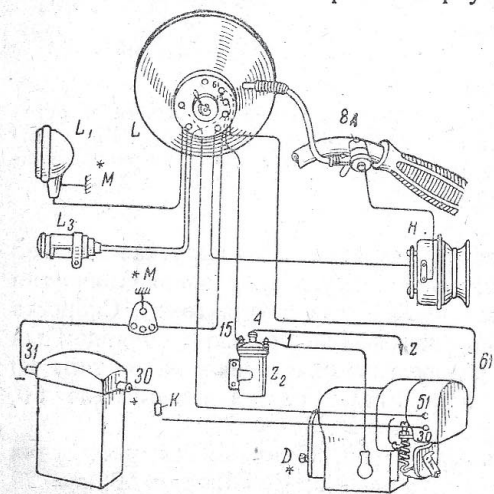
Фиг. 178. Размеры динамо „Бош“, тип В и ВК, для зажигания и освещения.

гателей и F2KU для двухцилиндровых), статор которых крепится сбоку картера двигателя, а якорь — непосредственно на вал двигателя, вместо маховика. Общий вид якоря и корпуса с индукторами представлен на фиг. 180.

Здесь: 1 — якорь; 2 — кулачок прерывателя; 3 — прерыватель; 4 — электромагниты с двумя обмотками — главной и дополнительной. Главная обмотка включается только при нажатии педали стартера, причем динамо работает в этом случае от батареи как мотор и служит для запуска двигателя. Реле и конденсатор помещаются, как и прерыватель, под крышкой прибора.

Для двухцилиндровых двигателей устанавливаются два прерывателя, два конденсатора и две bobины.

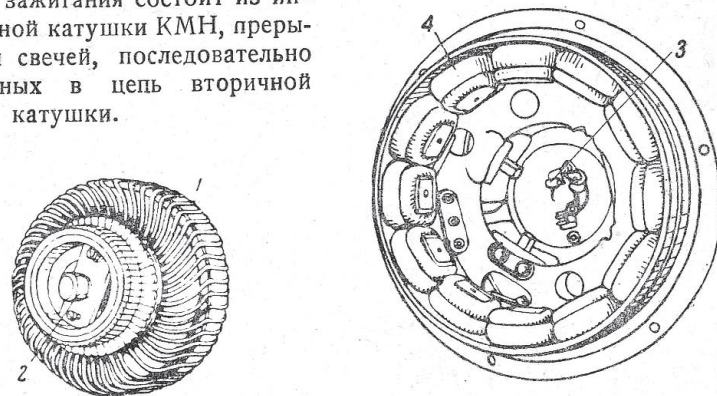
Схема соединений — согласно фиг. 181.



Фиг. 179. Схема зажигания и освещения от динамо „Бош“ В и ВК.

D — динамо; Z₂ — бобина; Z — провод к свече.

Система ПМЗ-А-750. Источники тока в электрической системе мотоциклов ПМЗ-А-750: а) аккумуляторная батарея 3-МТ-16, напряжением 6V и емкостью 16 а-ч, б) генератор постоянного тока ГМН-87, мощностью 80 W с регулировкой третьей щеткой и дополнительной шунтовой обмоткой, включаемой при положении ручки переключателя на метке 2 (при одновременном включении большой лампочки фары). Максимальная сила тока при включении обеих обмоток возбуждения 9—12 А при 2500—3000 об/мин.; с одной шунтовой обмоткой 5,4—6,4 А. Система зажигания состоит из индукционной катушки КМН, прерывателя и свечей, последовательно включенных в цепь вторичной обмотки катушки.



Фиг. 180. Генератор и стартер „Бош“, тип F1KU.

Схема соединений дана на фиг. 182. При положении переключателя *Вык* все приборы зажигания, освещения и сигнал — выключены. При положении 3 приборы зажигания и сигнал соединяются с источниками тока. При положении 1 включаются дополнительно малая лампочка фары и задний фонарь (по 3 свечи); при положении 2 малая лампочка фары выключается и включается большая двухнитевая лампа. Цифрами на схеме обозначены номера проводов.

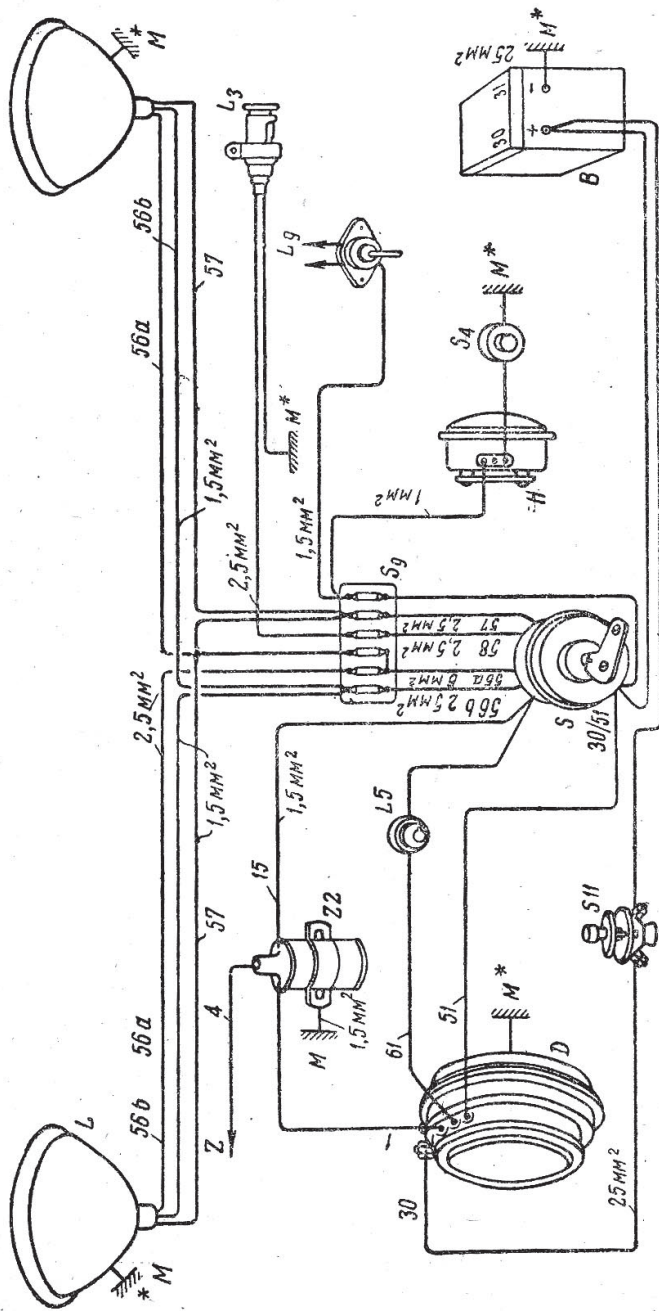
7. Аккумуляторные батареи

1. Свинцовые. Активная масса положительных пластин — сурик (PbO₂), отрицательных — свинцовый глет (PbO).

Электролит: раствор H₂SO₄ 28° по Боме при 15°, получаемый смешиванием 1 объема кислоты крепостью 66° Боме с 3,4 объемами дистиллированной воды; крепость и удельный вес электролита изменяются при зарядке и разрядке аккумулятора.

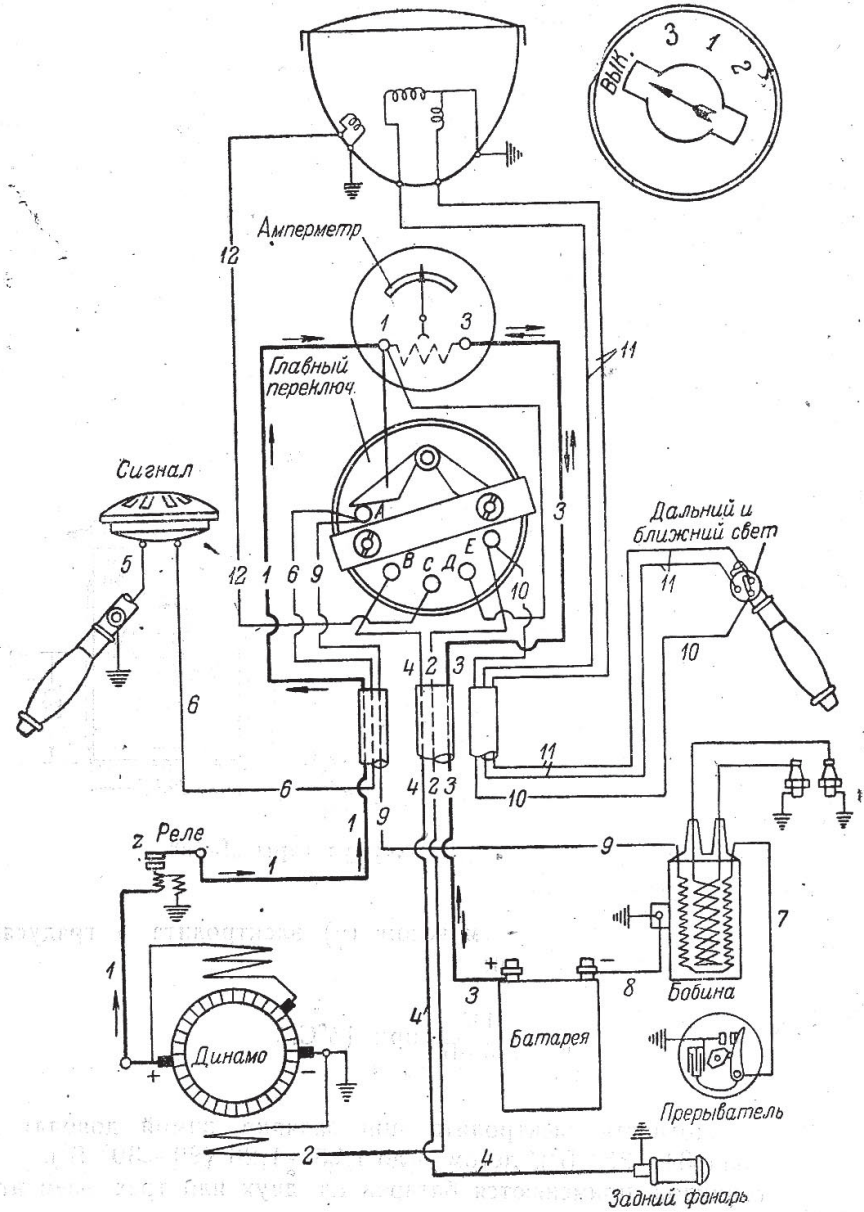
Таблица изменения свойств электролита

Степень зарядки батареи	Градусы Боме	Удельный вес при 15°C	Температура замерзания °C
Полная зарядка	33	1,30	—60
3/4	30	1,26	—50
1/2	24	1,21	—30
1/4	20	1,16	—18
Разряжена	15	1,12	— 6



Фиг. 181. Схема соединений динамо-стартера FIKU.

D — генератор (он же стартер); B — батарея; H — сигнал; M — масса; S — коммутатор; S₄ — кнопка сигнала; S₀ — предохранитель; S₁₁ — педаль стартера; L — фара; L₉ — задний фонарь; L₀ — контрольная лампочка; L₀ — провод к указателю поворота; Z — провод к свече; Z₂ — bobина.

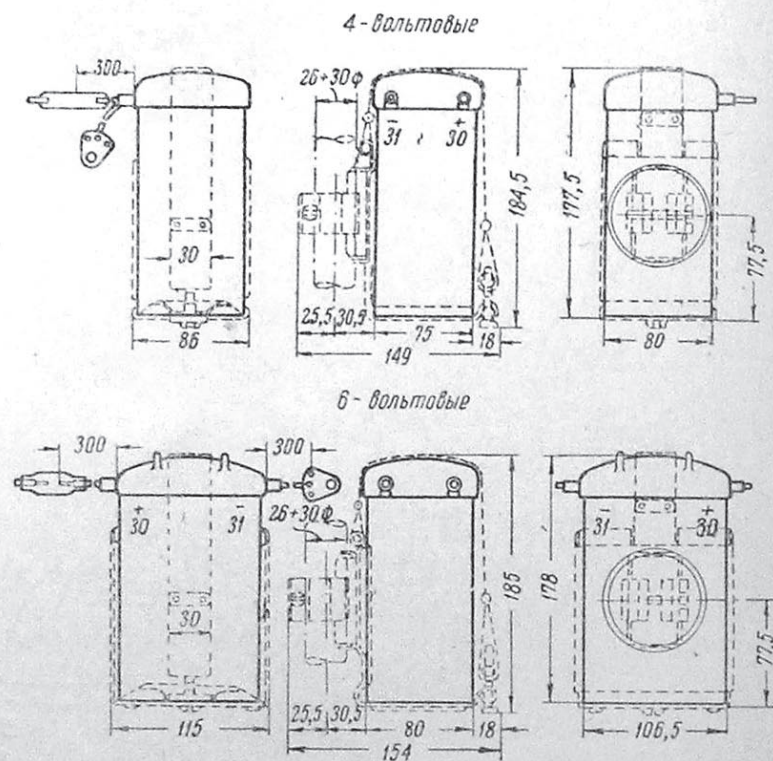


Фиг. 182. Схема зажигания и электрооборудования мотоциклов ПМЗ-А-750.

Поправочный коэффициент на изменение плотности от температуры на 1°C — 0,006.

Если измерения были при температуре выше 15° , поправку надо прибавить, если ниже 15° — вычитать.

Напряжение одного элемента при полной зарядке 2,6—2,7V.



Фиг. 183. Мотоциклетные аккумуляторы „Бош“.

Соотношение между удельным весом (γ) электролита и градусами Боме (B°) выражается формулой:

$$\gamma = \frac{145}{145 - B^{\circ}} \text{ при } 15^{\circ}\text{C}.$$

Конечную плотность электролита при зарядке зимой доводят до 1,30—1,32 (или 34 — $35^{\circ} B^{\circ}$), летом — до 1,25—1,26 (29 — $30^{\circ} B^{\circ}$).

Для мотоциклов применяются батареи из двух или трех элементов (4- и 6-вольтовые).

Емкость батареи от 10—30 а·ч.

Габаритные размеры и крепление аккумуляторных батарей „Бош“ даны на фиг 183.

Вес батареи: 4-вольтовой — 2,6 кг; 6-вольтовой — 3,1 кг.

Мотоциклетные аккумуляторы, изготавливаемые в СССР

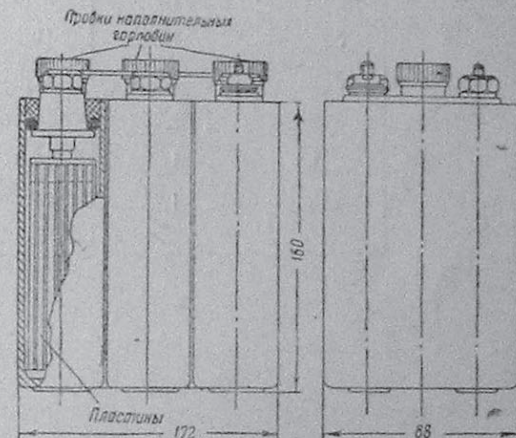
Тип	Длина, ширина и высота в мм	Вес кг	Вольтаж	Емкость в а·ч
3-МТ-11	89 × 114 × 165	4,2	6	11
3-МТ-16	122 × 92 × 135	—	6	16
3-МТ-20	см. фиг. 184	—	6	20
3-МТ-30	187 × 114 × 165	8,6	6	30

Сила зарядного тока 1,0 а. Максимальный зарядный ток 1,45 а.

2. Щелочные. Положительные пластины — из окиси никеля с порошком никеля; отрицательные — железо с окисью меди и ртути (Эдиссона) или железо с окисями кадмия (Юнгнера).

Электролит: 21% раствор едкого кали (КОН), плотностью 1,21 в свежеприготовленном состоянии; плотность раствора, влитого в аккумулятор, понижается до 1,19 и сохраняется в пределах 1,19—1,17, независимо от степени зарядки батареи. При падении удельного веса электролита до 1,17 весь раствор должен быть заменен свежим.

Рабочее напряжение одного элемента — 1,2 V; при зарядке — 1,5 V.



Фиг. 184. Аккумуляторы 3-МТ-20.

3. Хранение аккумуляторных батарей: 1) В заряженном состоянии с электролитом. Батарея должна быть полностью заряжена, насухо вытерта, клеммы смазаны вазелином. Ежемесячно (или не реже 1 раза в 2 месяца) батарею надо подзарядить.

2) В заряженном состоянии без электролита. Из заряженной батареи выливают раствор и заменяют его дистиллированной водой. По прошествии 3 часов воду выливают и заменяют свежей. Эта операция промывки повторяется несколько раз с промежутками по 3 часа, пока проба лакмусовой бумагой не покажет полного отсутствия кислоты. После этого воду выливают, обтирают батарею досуха, смазывают клеммы, наливные отверстия герметически закупоривают. В таком виде батарея сохраняется без подзарядки. Для подготовки к действию в элементы заливается электролит плотностью 1,285 ($32^{\circ} B^{\circ}$).

3) В разряженном состоянии без электролита. Батарею разряжают током 0,8 а до понижения напряжения одного элемента до 1,7V. После этого выливают электролит и промывают батарею водой,

как указано в п. 2. Вылив последнюю воду, батарею можно сохранять очень долго. Для подготовки к действию батарею заливают электролитом плотностью 1,125 (16° Б°) и заряжают.

Плотность электролита, при которой надо отдать аккумулятор в зарядку, указана в следующей таблице:

Конечная плотность при полной зарядке		Плотность, при которой требуется зарядить аккумулятор	
По Боме	По уд. весу	По Боме	По уд. весу
35°	или 1,320	23°	или 1,190
34°	„ 1,308	22°	„ 1,180
33°	„ 1,297	20,5°	„ 1,166
32°	„ 1,286	19°	„ 1,153
31°	„ 1,274	17,5°	„ 1,137
30°	„ 1,263	16°	„ 1,125
29°	„ 1,252	14,5°	„ 1,111
28°	„ 1,242	13°	„ 1,102

1. Виды передачи

Под наименованием силовой передачи в мотоцикле обычно подразумевают всю совокупность механизмов, служащих для передачи крутящего момента от двигателя на ведущее колесо, которым у мотоцикла всегда является заднее. У более старых моделей мотоциклов чаще всего для этой цели служил простой плоский или круглый ремень, передававший вращение непосредственно со шкива, сидящего на оси двигателя, на другой шкив большего диаметра, закрепленный на заднем колесе. Таким образом осуществлялась передача и необходимое изменение крутящего момента, причем передаточное отношение не менялось; также обычно не было приспособления для отключения работающего двигателя или же оно производилось примитивным способом—проскальзыванием ремня на шкиве, вызываемым путем уменьшения его натяжения.

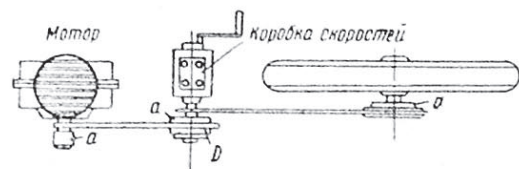
Такая система передачи продержалась сравнительно недолго и сейчас никакого технического интереса не представляет.

Следующим этапом развития было применение ремня трапециoidalного сечения, работающего в соответствующих желобчатых шкивах. Ремень такой конструкции имел значительно большее сцепление со шкивом, чем плоский или круглый ремень, который в сырую погоду совершенно отказывался работать. Кроме того путем некоторого раздвижения в осевом направлении шайб, образующих шкив, закрепленный на оси двигателя, можно было заставить ремень глубже (т. е. по меньшему радиусу) работать в шкиве, а следовательно несколько менять передаточное соотношение. Первоначально такая перемена передачи могла быть произведена только в гараже, сообразуясь с общими условиями дороги, а в более поздних моделях появились приспособления, позволяющие раздвигать шкив и таким образом менять передаточное соотношение на ходу. Таким примитивным способом была осуществлена идея прогрессивного изменения передач. Для сохранения нужного натяжения ремня одновременно с раздвижением шкива несколько увеличивалось расстояние между осями двигателя и заднего колеса или же несколько сдвигался задний (ведомый шкив). Трапециoidalный ремень удержался в качестве основной системы передач довольно долго, но теперь потерял значение даже для самых дешевых моделей.

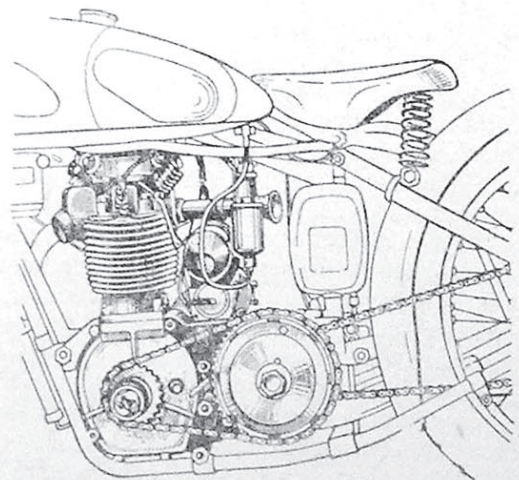
Одним из преимуществ ременной передачи, позволивших ей довольно долго конкурировать с цепной, является способность ремня смягчать неравномерность крутящего момента одноцилиндровых двигателей, что

давало возможность обходиться без амортизационных устройств, необходимых при цепной или карданной передаче.

Постепенное увеличение мощности двигателя и повышение требований, предъявляемых к тяговым качествам мотоцикла, раньше всего заставили отказаться от только что описанной системы изменения передаточного числа, а также ввести муфту сцепления, как обязательную деталь трансмиссии. Некоторое время применялись двух- или трехступенчатые коробки передач планетарного типа, размещаемые во втулке заднего колеса, но вскоре доминирующее значение приобрела отдельная коробка передач. Одновременно в качестве трансмиссионного органа в широких масштабах стала применяться роликовая цепь, сперва только для передачи от двигателя на коробку, а потом вытеснившая ремень полностью. Таким образом окончательно сформировалась система трансмиссии, применяемая на преобладающем числе моделей современных мотоциклов. В схематическом виде эта система представлена на фиг. 185. Фиг. 186 изображает ее в наиболее распространенном конструктивном оформлении. Под литерой *D* (на фиг. 185) обозначена муфта сцепления (обычно дисковая), а в местах *a* расположены амортизаторы (пружинные или резиновые), причем, однако, одновременное наличие амортизаторов во всех трех точках встречается редко, чаще всего применяется только один амортизатор — на валу двигателя.



Фиг. 185. Схема цепной передачи.

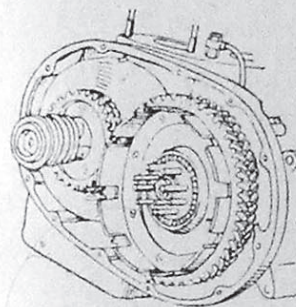


Фиг. 186. Цепная передача.

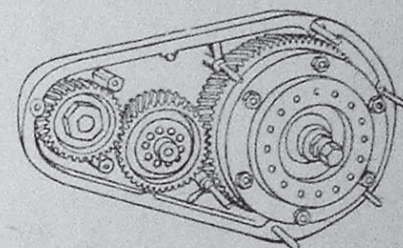
В последнее время заметна тенденция отойти от этой стандартной системы. Новаторами в конструкциях трансмиссий являются европейские континентальные фирмы. В связи с появлением коробок передач, блокированных с двигателем, в некоторых конструкциях цепь передачи с двигателя на коробку заменяется шестернями. Еще более радикальное изменение в конструкции трансмиссии вносит карданный вал, применяемый для передачи от коробки передач на заднее колесо.

Указанный выше путь развития мотоциклетной трансмиссии в некоторых случаях имел и другое течение. Отдельные попытки применения цепной, карданной и зубчатой передач и некоторых их комбинаций имели место и в самые первые годы появления мотоцикла. В настоящее время, кроме приведенной на фиг. 185 схемы, ставшей почти стандарт-

ной, наибольшее значение имеет комбинированная зубчато-цепная передача, изображенная на фиг. 187. Передача от двигателя на коробку шестеренками и далее цепь или карданная передача, фиг. 188. Обе последние системы более всего соответствуют блокомоторным конструкциям.



Фиг. 187-а). Передача от двигателя к коробке передач шестернями с промежуточным зубом.

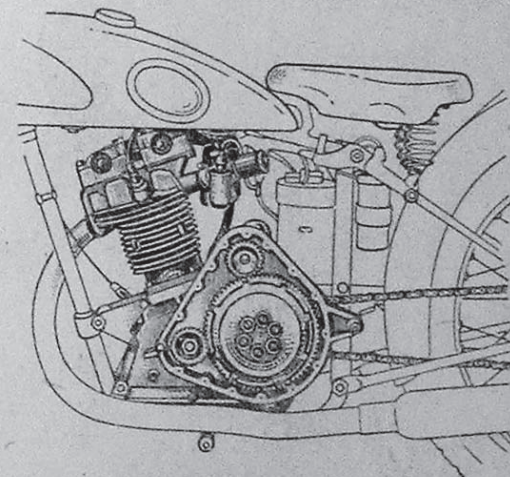


Фиг. 187-б). Шестеренная передача от двигателя к коробке передач, с промежуточной паразитной шестерней.

2. Сцепление

В трансмиссии по схеме фиг. 185 возможно расположить механизм сцепления у любой из четырех цепных зубчаток. Так как основной величиной для расчета всякого фрикционного сцепления является передаваемый им крутящий момент, то, естественно, что наименьшие размеры этот механизм получит на том валу, где крутящий момент минимальный, а именно при расположении непосредственно на валу двигателя. Так обычно располагается сцепление у автомобилей, так оно расположено и у мотоцикла с карданной передачей, наиболее приближающейся по компоновке к автомобильному типу. Однако при цепной передаче в громадном большинстве случаев сцепление выполняется в виде многодисковой муфты, расположенной на валу коробки передач.

Многодисковое сцепление преобладает в большинстве случаев, реже (у некоторых карданных машин) встречается однодисковое сцепление, также весьма редко применяется и простое конусное. В качестве фрикционных поверхностей применяется феродо или пробка по стали. Системы сталь по стали или бронза по стали применяются крайне редко, встречались они лишь в старых конструкциях многодисковых муфт, рас-

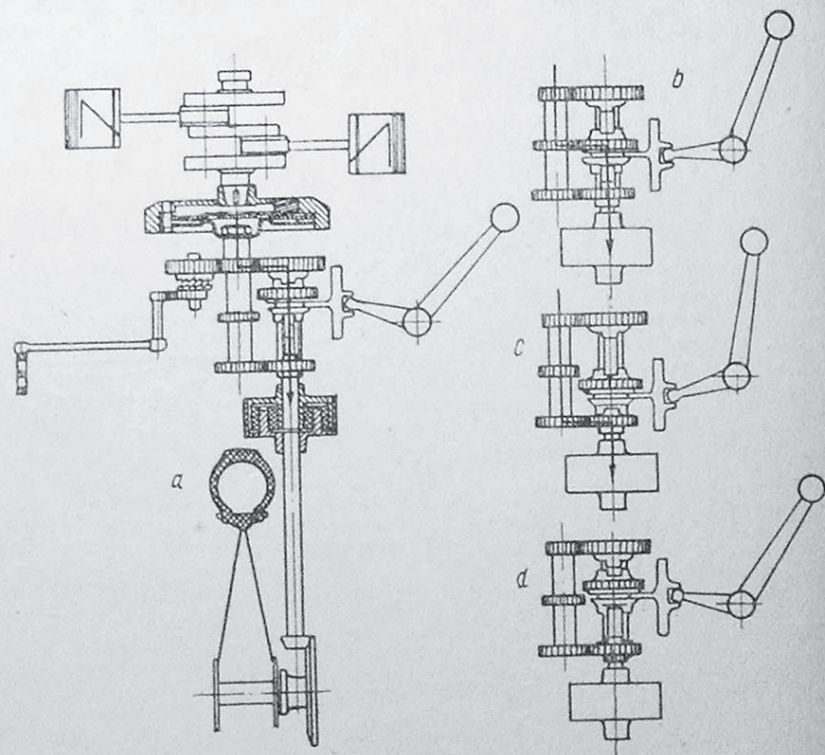


Фиг. 187-с). Шестеренная передача от двигателя к коробке передач и к динамо.

положенных чаще всего во втулке заднего колеса. Расчет дисковых муфт сцепления производится по формуле:

$$\beta M_{кр} = \mu p (n-1) F_1 R_1,$$

где $M_{кр}$ — крутящий момент в кгсм, подлежащий передаче муфтой сцепления; β — коэффициент запаса сцепления; μ — коэффициент трения для материалов, образующих фрикционную пару; p — удельное давление в кг/см² на поверхности диска; F_1 — рабочая поверхность диска



Фиг. 188. Схема передачи карданным валом.

в см²; $R_1 \approx \frac{R+r}{2}$ — радиус трения дисков в см; R — наружный радиус в см работающей части диска; r — внутренний радиус в см работающей части диска; n — число дисков (число поверхностей трения тогда равно $n-1$). Величина $M_{кр}$ берется из расчета максимального крутящего момента, развиваемого двигателем, и определяется по внешней характеристике последнего. При отсутствии внешней характеристики можно с некоторым приближением принимать максимальный крутящий момент по формуле:

$$M_{кр} = 1,2 \frac{716,2 N_m}{n_m} \text{ кгсм,}$$

где N_m — максимальная мощность двигателя в л.с. при полном дросселе; n_m — число оборотов в минуту, соответствующее максимальной мощности.

Если сцепление помещено не непосредственно на валу двигателя, то при расчете крутящего момента необходимо принять во внимание максимальное передаточное число от вала двигателя к валу, на котором посажена сцепная муфта.

Коэффициент запаса сцепления колеблется в довольно широких пределах, однако можно рекомендовать не превосходить для него числа 1,5—2, так как с увеличением коэффициента запаса сцепление становится слишком „жестким“ и увеличивается возможность поломки шестерен при неосторожном включении. Увеличение коэффициента запаса может быть допущено в конструкциях, где имеется вероятность понижения коэффициента трения, например, из-за замасливания дисков в конструкциях цепной передачи в масляной ванне.

Число дисков n и их размеры (т. е. величины R и r) выбираются по конструктивным соображениям. Для наиболее часто встречающегося случая расположения сцепления на валу коробки передач число дисков редко превосходит 7, а радиус их R — 8 см. В сцеплениях старой конструкции, располагавшихся во втулке заднего колеса (трение стали по стали в масле), число дисков достигало нескольких десятков.

В случае трения ферио по стали всухую коэффициент трения μ можно считать 0,25—0,30. При пробковых дисках коэффициент μ можно считать несколько выше, в среднем 0,4, в значительной степени он зависит от состояния и качества пробки.

Удельное давление не должно превосходить:

Для стали по стали в масле	$p = 0,8-1,0 \text{ кг/см}^2$
„ пробки по стали	$p = 0,5-0,8$ „
„ ферио по стали	$p = 1,0-2,0$ „

При расчете удельного давления по суммарной силе P кг нажатия пружин будем иметь:

$$p = \frac{P}{\pi (R^2 - r^2)}.$$

В случае пробковых дисков следует иметь в виду, что не вся площадь $\pi (R^2 - r^2)$ покрыта этим фрикционным материалом, так как только отдельные пробки трапециoidalной или круглой формы заполняют диск. Первая форма пробок дает лучшее заполнение, зато вторая удобнее для производства.

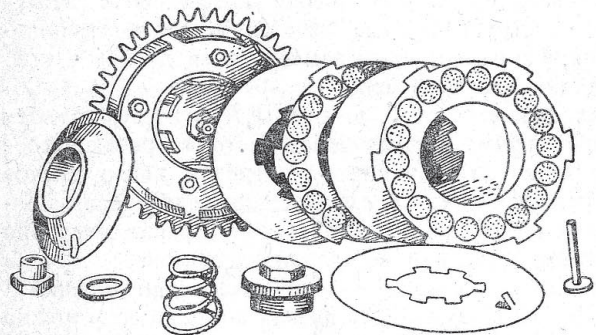
Дисковое сцепление применяется с одной центральной пружиной или с несколькими, расположенными по окружности, чаще 6—10, хотя в некоторых конструкциях их количество доходило до 16. В отношении регулировки удобнее однопружинные диски, но зато в случае поломки этой пружины сцепление перестает работать, в то время как при поломке одной или даже двух пружин из шести еще можно продолжать езду.

Расчет пружин производится по общим формулам, известным из курса сопротивления материалов и деталей машин. При однопружинных типах сцеплений для изготовления пружин обычно применяют проволоку прямоугольного сечения.

Осевое перемещение стержня, производящего отжимание дисков при выключении сцепления, достаточно на 5—8 мм (чем больше число дисков сцепления, тем больше должен быть ход при расцеплении для

того, чтобы выключенные диски сцепления „не тянули“). Выключение производится или червячным или рычажным механизмами. При расчете червяка для выжимания дисков нужно помнить, что механизм должен быть обратимым, т. е. угол подъема червячной нитки должен быть больше угла трения, если для обратного поворота червяка не предусмотрено специальной пружины.

Отдельно детали дисковых муфт изображены на фиг. 189—191, кроме того разрезы их даны далее (фиг. 192—193).



Фиг. 189. Детали дисковой муфты мотоцикла Л-300.

Точка захвата кисти руки определяет максимальный ход конца рычага в 50—60 мм.

Пример. Расчет дискового сцепления для мотоцикла с двигателем 300 см³, развивающим 5,6 л. с. при 3250 об/мин. Передача цепь — цепь, передаточное отношение от вала двигателя к коробке передач $k_1 = 2$. Внешняя характеристика двигателя дана на фиг. 194. Диски пробковые, расположены на валу коробки передач (по схеме фиг. 185). Число дисков взято: 3 стальных ведомых и 2 ведущих, с пробковыми вкладышами. Размеры ведущего диска даны на фиг. 195. Требуется подобрать пружину для сцепления и проверить коэффициент запаса сцепления.

Максимальный крутящий момент, развиваемый двигателем, равен 1,38 кгм, как это видно из диаграммы крутящих моментов, построенной по внешней характеристике двигателя (фиг. 194). Этот максимальный крутящий момент соответствует 2200 об/мин. При отсутствии внешней характеристики приближенное вычисление крутящего момента (максимального) по формуле

$$(M_{кр})_{\max} = 1,2 \frac{716,2 N_m}{n_m} = 1,2 \frac{716,2 \cdot 5,6}{3250} \approx 1,48 \text{ кгм}$$

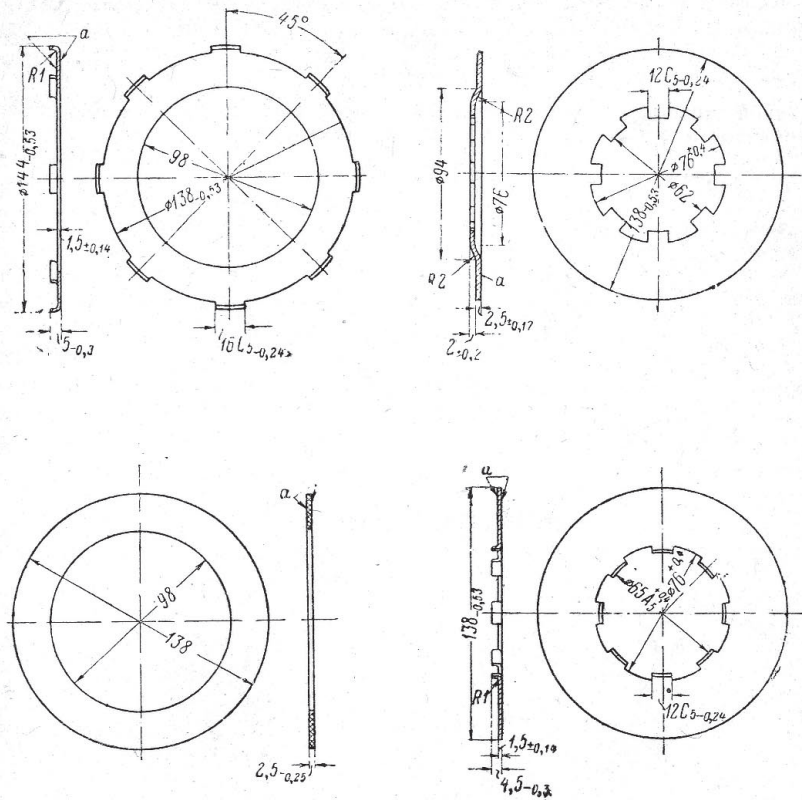
дает для него несколько преувеличенное значение, при пользовании которым повышается коэффициент запаса. Так как мы располагаем более точным значением максимального крутящего момента, то и берем его в основу расчета.

Учитывая передаточное отношение от вала двигателя к валу коробки и к. п. д. цепной передачи $\eta = 0,93$, получаем момент, передаваемый сцеплением:

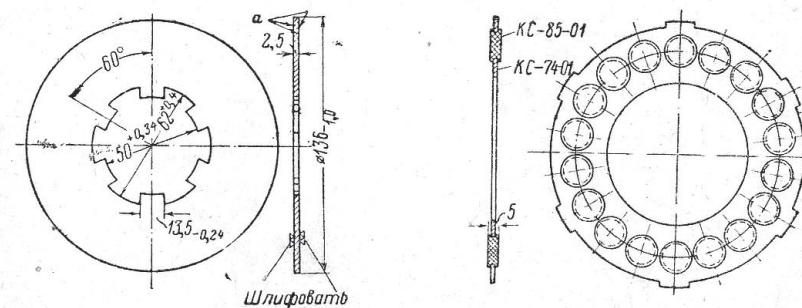
$$(M_{кр})_k = (M_{кр})_{\max} \cdot k_1 \cdot \eta = 1,38 \cdot 2 \cdot 0,93 = 2,57 \text{ кгм} = 257 \text{ кгсм.}$$

Задаемся удельным давлением на диски $p = 0,7 \text{ кг/см}^2$. Тогда при указанных на эскизе размерах диска (фиг. 195) по основной формуле мы имеем:

$$\beta (M_{кр})_k = \mu \cdot p \cdot (n - 1) F_1 R_1$$



Фиг. 190 а. Диски мотоцикла Л-8.



Фиг. 190 б. Диски мотоцикла Л-300.

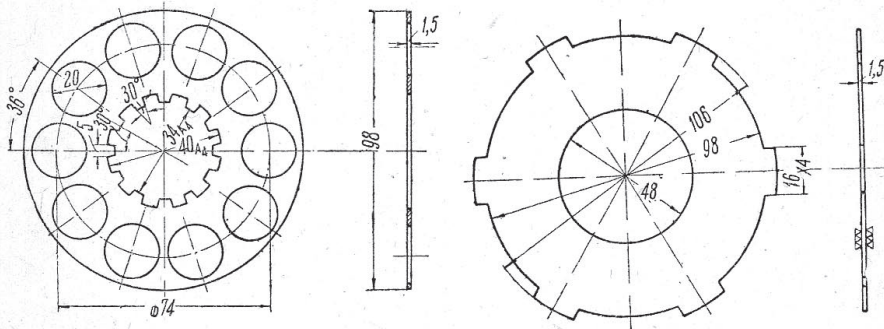
или

$$\beta \cdot 257 = 0,4 \cdot 0,7 (5 - 1) 69 \frac{6,2 + 3,5}{2} = 380 \text{ кгс.м.},$$

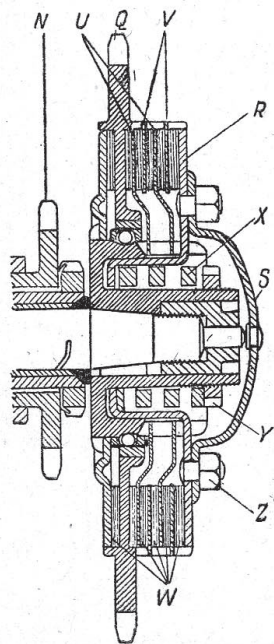
откуда

$$\beta = \frac{380}{257} = 1,48.$$

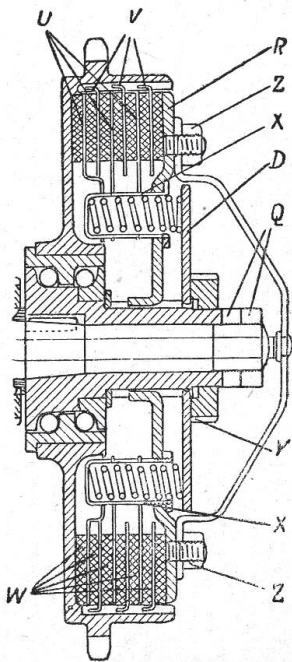
Такой запас надежности сцепления следует считать достаточным, поэтому на принятом удельном давлении можно остановиться.



Фиг. 191. Диски мотоцикла В-125.



Фиг. 192. Дисковая муфта с одной центральной пружиной.



Фиг. 193. Дисковая муфта с несколькими пружинами.

По принятому удельному давлению $p = 0,7 \text{ кг/см}^2$ определяем необходимую силу пружины для получения этого давления при выбранных размерах дисков. Как указано на фиг. 195, полезная площадь диска $F_1 = 69 \text{ см}^2$.

Отсюда необходимая сила давления пружины в сцеплении;

$$P = pF_1 = 0,7 \cdot 69 = 48,5 \text{ кг.}$$

3. Коробки передач

Конструирование коробок передач (или, как иногда называют их, коробок скоростей) распадается на две основных задачи: 1-я из них — это подбор нужных передаточных отношений, а 2-я — расчет деталей коробки на прочность, главным образом заключающийся в расчете зубьев шестерен. Подбор передаточных чисел в коробке передач основывается на тяговых расчетах мотоцикла и требует наличия внешней характеристики его двигателя.

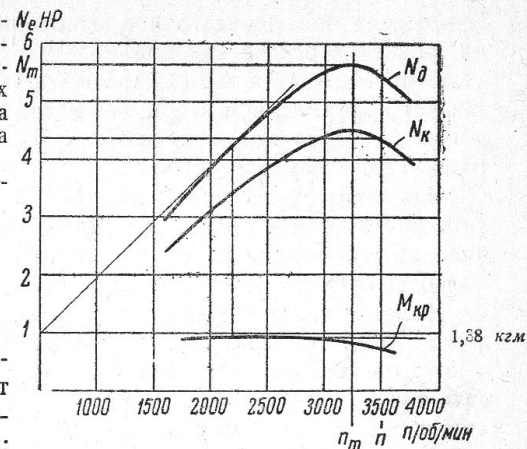
Для случая обычной цепной передачи общее передаточное число составляет как произведение трех передаточных отношений:

$$i = k_1 \cdot k_2 \cdot i_k,$$

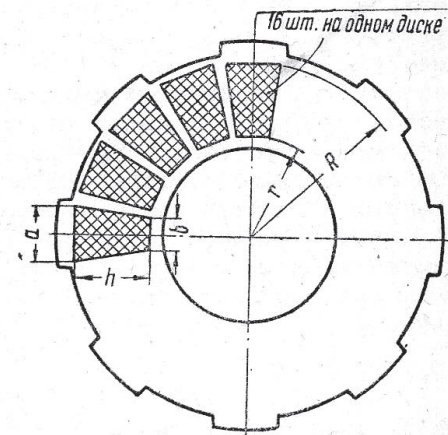
где k_1 — постоянное передаточное отношение первой цепной передачи от двигателя к коробке передач:

$$k_1 = \frac{z_m}{z_g},$$

равное отношению числа зубцов цепной зубчатки на дисковой муфте к числу зубцов зубчатки на валу двигателя; $k_2 = \frac{z_b}{z_k}$ — постоянное передаточное отношение второй цепной передачи от вала коробки передач к заднему ведущему колесу, также равное отношению числа зубцов ведомой зубчатки к числу зубцов на ведущей;



Фиг. 194. Внешняя характеристика двигателя (к примерам по расчету сцепления и передачи).



Фиг. 195. Ведущий диск с пробковыми вкладышами (к примерному расчету сцепления).

$$\begin{aligned} R &= 62 \text{ мм} \\ r &= 35 \text{ мм} \\ F &= \pi (R^2 - r^2) = 82,3 \text{ см}^2 \\ a &= 20 \text{ мм} \\ b &= 12 \text{ мм} \\ h &= 27 \text{ мм} \\ f &= \left(\frac{a+b}{2} \right) h = 4,32 \text{ см}^2 \\ F_1 &= 4,32 \cdot 16 = 69 \text{ см}^2 \\ \frac{F_1}{F} &= 0,84 \end{aligned}$$

*

i_k — переменное передаточное отношение в коробке скоростей, равное на высшей передаче единице.

Отношение k_1 и k_2 каждое в отдельности выбирается по конструктивным соображениям, но произведение их должно составить требуемое общее передаточное отношение i на высшей передаче (так как было только-что сказано i_k высш. = 1).

Для более равномерной приработки цепи и зубчаток лучше подбирать число зубцов зубчаток и число звеньев цепи так, чтобы они были числами взаимно простыми. В выполненных конструкциях обычно k_1 и k_2 колеблются в пределах 1,8—2,8, причем обычно $k_2 > k_1$.

Число передач в коробках передач современных мотоциклов чаще всего равно четырем, что объясняется распространением двигателей с крутыми характеристиками и стремлением лучшим образом использовать тяговые качества быстроходных двигателей с небольшой кубатурой цилиндров. Трехскоростные коробки встречаются сейчас редко.

Передаточное число на высшей скорости определяется из уравнения:

$$i_{\text{высш}} = k_1 k_2 = \frac{60\pi D n}{1000 v},$$

где D — диаметр ведущего колеса в метрах; n — число оборотов в минуту вала двигателя, соответствующее возможной максимальной скорости мотоцикла; v — скорость мотоцикла в км/час при этих оборотах вала двигателя. v и n определяются на основании тяговых расчетов. Как было уже указано ранее, в отделе II, стр. 42, n обычно на 5—10% более n_m , соответствующих максимальной мощности двигателя. Следует иметь в виду, что за диаметр D нужно брать не номинальный диаметр покрышек, а учитывать деформацию шин. При шинах типа баллон действительный диаметр колеса будет составлять около 0,93—0,95 от номинального, для шин высокого давления — около 0,97.

Передаточное число на низшей (первой) скорости определится условиями сцепления заднего колеса с дорогой.¹ Если сцепной вес мотоцикла G_c и коэффициент трения — μ , то предельная сила тяги на заднем колесе:

$$P_{\text{max}} = G_c \cdot \mu.$$

Этим условием ограничивается величина 1-й передачи, которая выбирается таким образом, чтобы тяговое усилие на заднем колесе не превосходило P_{max} (см. отд. II, § 6). Условие это удовлетворяется обыкновенно при $i_1 = (2,75 \text{ до } 3) i_{\text{высш}}$.

Зная крайние значения передаточных чисел $(i_k)_{\text{высш}} = 1$ и $(i_k)_1$, промежуточные значения получим:

1) для трехскоростной коробки

$$(i_k)_2 = \sqrt{(i_k)_1},$$

2) для четырехскоростной

$$(i_k)_2 = \sqrt[3]{(i_k)_1^2} \quad \text{и} \quad (i_k)_3 = \sqrt[3]{(i_k)_1},$$

¹ Более подробно о расчете передаточных чисел в коробке скоростей см. А. М. Иерусалимский, Конструкция и расчет мотоцикла.

вообще же, в более общем случае

$$\frac{i_n}{i_{n+1}} = \text{const.}$$

На практике полученные путем этого расчета цифры, обычно дробные, приходится округлять, иначе трудно подобрать необходимые числа зубьев на шестернях.

Различные типы коробок передач хорошо известной английской фирмы Sturmey Archer имеют следующие соотношения:

3-я	2-я	1-я передачи
1	1,54	2,751
1	1,46	2,661
1	1,47	2,94
1	1,27	1,7
1	1,33	2,33
1	1,33	2,40

Четырехскоростные коробки этой же фирмы имеют соотношения:

4-я	3-я	2-я	1-я	
1	1,21	2,17	2,97	(для тяжелых моделей мотоциклов)
1	1,33	1,96	2,97	(легкий тип).

Другая известная английская фирма Albion Engineering Co^o применяет:

Для 4-скоростной коробки мотоциклов до 250 см ³	1	1,35	1,8	2,93
„ 3-скоростной коробки мотоциклов до 150 см ³	1	1,57	2,78	
„ 3-скоростной коробки мотоциклов от 200 до 300 см ³	1	1,7	3,04	
„ 4-скоростной коробки мотоциклов до 500 см ³	1	1,3	1,8	2,78

Четырехскоростные коробки фирмы Moss имеют соотношения:

1	1,28	2,2	2,8
1	1,39	1,84	2,57

Как видно из приведенных примеров, на практике иногда довольно значительно отходят от значений, даваемых вышеприведенными формулами.

Что же касается полного передаточного числа (учитывая обе цепные передачи), то для разных мотоциклов наиболее известных фирм они приведены в § 10 отдела I (спецификации мотоциклов).

Примеры выполненных коробок передач приведены на фиг. 196—202.

Пример. Подобрать передаточное отношение для трехскоростной коробки передач мотоцикла легкого типа с мотором 300 см³, дающим максимальную мощность 5,6 л. с. при 3250 об/мин. Внешняя характеристика этого двигателя дана на фиг. 194. Вес мотоцикла $G = 130$ кг, лобовая площадь (с водителем) $F = 0,6$ м². Покрышка на ведущем колесе типа баллон, размером 26" \times 3 1/4" (660 \times 80). Мотоцикл используется на шоссе, коэффициент сопротивления ка-

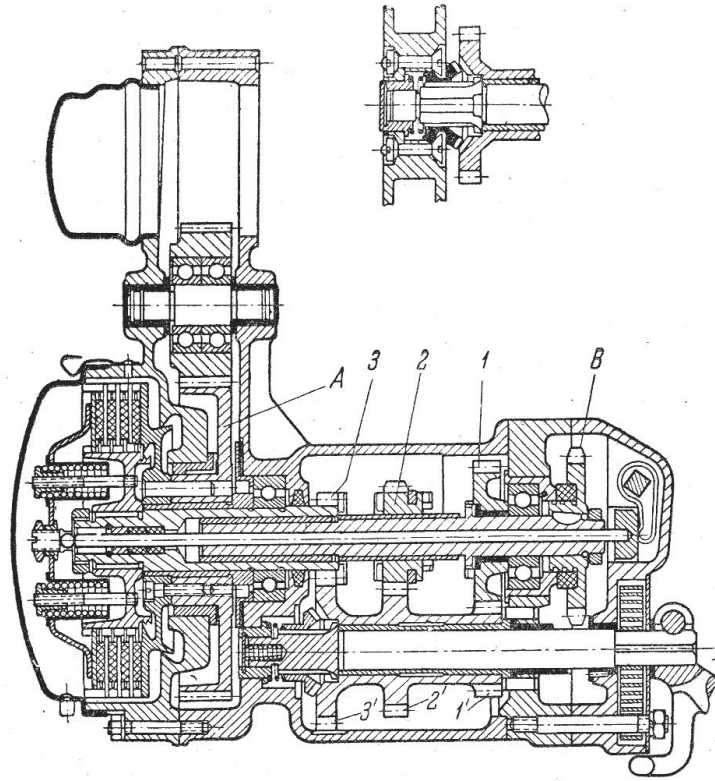
чения на котором может быть принят $f = 0,02$. Коэффициент сопротивления воздуха равен $k = 0,05$.

К. п. д. всей трансмиссии на прямой (3-й) передаче принимаем $\eta = 0,80$.

Коэффициент деформации шин под нагрузкой принимаем $\alpha = 0,95$. Вес водителя $G_1 = 70$ кг.

Требуется определить возможную максимальную скорость мотоцикла при этих условиях на горизонтальном участке шоссе и подобрать для него передаточные отношения.

Предварительно по внешней характеристике двигателя построим для него кривую мощностей на ведущем колесе при полном открытии дросселя, в зависимости от оборотов двигателя.



Фиг. 196. Коробка передач мотоцикла ПМЗ-750.

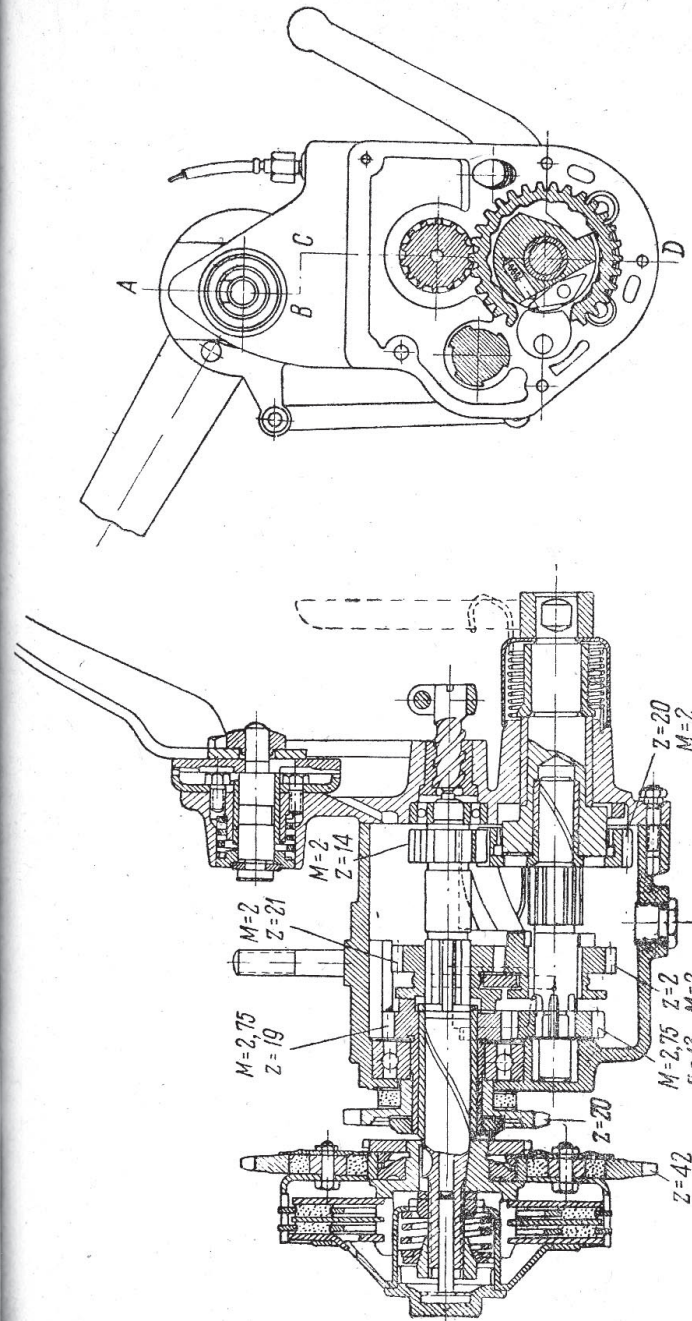
Кривая эта изображена на фиг. 194 и обозначена через N_k . Ординаты ее получены путем умножения соответствующих ординат кривой N_d на 0,80 (к.п.д. трансмиссии).

Далее определяем зависимость между скоростью мотоцикла и мощностью на ведущем колесе, требующейся для получения этой скорости.

Сопротивление качения поглощает мощность N_f , определяемую уравнением:

$$N_f = \frac{(G + G_1) \cdot f \cdot v}{270} = \frac{(130 + 70) \cdot 0,02v}{270} = 0,0148 v,$$

изобразится прямой линией (фиг. 203).



Фиг. 197. Коробка передач мотоцикла Л-300. Пример трехступенчатой коробки передач с шестернями, находящимися в постоянном зацеплении, и переключающимися при помощи червячного валика.

Зубчатка двигателя $Z = 21$. Зубчатка колеса $Z = 60$. Перед. число от двигателя к коробке $i_0 = 2:1$.

Перед. число от коробки к колесу $i_k = \frac{60}{20} = 3:1$.

Передаточные числа в коробке

1 перед. $i_1 = \frac{80}{14} \times \frac{19}{13} = 3,13:1$.

2 перед. $i_2 = \frac{23}{19} \times \frac{19}{13} = 1,6:1$.

3 перед. $i_3 = 1$.

Обороты двигателя при пуске

За $1/2$ оборота кик-стартерного валика двигатель сделает:

$\frac{42}{21} \times \frac{80}{14} \times \frac{1}{2} = 2,134$ оборота.

Передаточные числа мотоцикла

На 1 скор. $i_1 = i_0 \cdot i_1 \cdot i_k = 18,78:1$.

На 2 скор. $i_2 = i_0 \cdot i_2 \cdot i_k = 9,6:1$.

На 3 скор. $i_3 = i_0 \cdot i_3 \cdot i_k = 6,0:1$.

Сопротивление воздуха требует для его преодоления затраты мощности:

$$N_w = \frac{F \cdot K \cdot v^3}{3500} = \frac{0,6 \cdot 0,05 \cdot v^3}{3500} = 8,59 \cdot 10^{-6} \cdot v^3.$$

Кривая эта также дана на фиг. 203.

Суммируя ординаты обеих кривых, мы получаем кривую полной мощности ($N_f + N_w$) внешних сопротивлений, для преодоления которых необходимо подвести соответствующую мощность к ведущему колесу с целью получения требующейся скорости v .

Как было указано, максимальная скорость должна соответствовать оборотам двигателя, несколько превышающим (около 10%) обороты его n_m , соответствующие его максимальной мощности N_m . Для нашего примера $n_m = 3250$ об/мин. — число оборотов двигателя при максимальной скорости мотоцикла; следовало бы поэтому выбрать максимум:

$$n \approx 1,1 n_m = 3575 \text{ об/мин.}$$

Принимаем $n = 3500$ об/мин. По кривой N_k (на фиг. 194) видим, что при этих оборотах на заднем колесе развивается мощность 4,35 л. с. По кривой ($N_f + N_w$) на фиг. 203 определяем, что эта мощность может обеспечить скорость мотоцикла 72,5 км/час.

Исходя из полученных цифр, определяем передаточное отношение на высшей передаче:

$$i_{\text{высш}} = k_1 k_2 = \frac{60 \cdot \pi \cdot (\alpha \cdot D) n}{1000 \cdot v} = \frac{60 \cdot \pi \cdot (0,95 \cdot 0,66) 3500}{1000 \cdot 72,5} = 5,7.$$

Передаточное отношение на 1-й скорости выбираем в пределах $i_1 = 2,75 i_{\text{высш}}$ до $3 i_{\text{высш}}$ и проверяем возможную при этом силу тяги P_{max} , принимая коэффициент сцепления на сухой дороге $\mu = 0,5-0,6$. Положим $i_1 = 3 \cdot i_{\text{высш}} = 3 \cdot 5,7 = 17,1$.

При этой передаче максимальный крутящий момент, подводимый к заднему колесу, будет:

$$M_{\text{кр}} = M_d \cdot i_1 \cdot \eta.$$

Согласно фиг. 194 максимальный крутящий момент двигателя $M_d = 1,38$ кгм η на 1-й передаче можно принять $= 0,8$. Тогда

$$M_{\text{кр}} = 1,38 \cdot 17,1 \cdot 0,8 = 19,2 \text{ кгм.}$$

Максимальное тяговое усилие на заднем колесе при $r_k = 0,31$ м:

$$P_k = \frac{19,2}{0,31} = 62 \text{ кг.}$$

Найдем теперь допускаемую по условиям сцепления силу тяги:

$$P_{\text{max}} = G_c \cdot \mu.$$

Сцепной вес данного мотоцикла, т. е. нагрузка на заднее колесо:

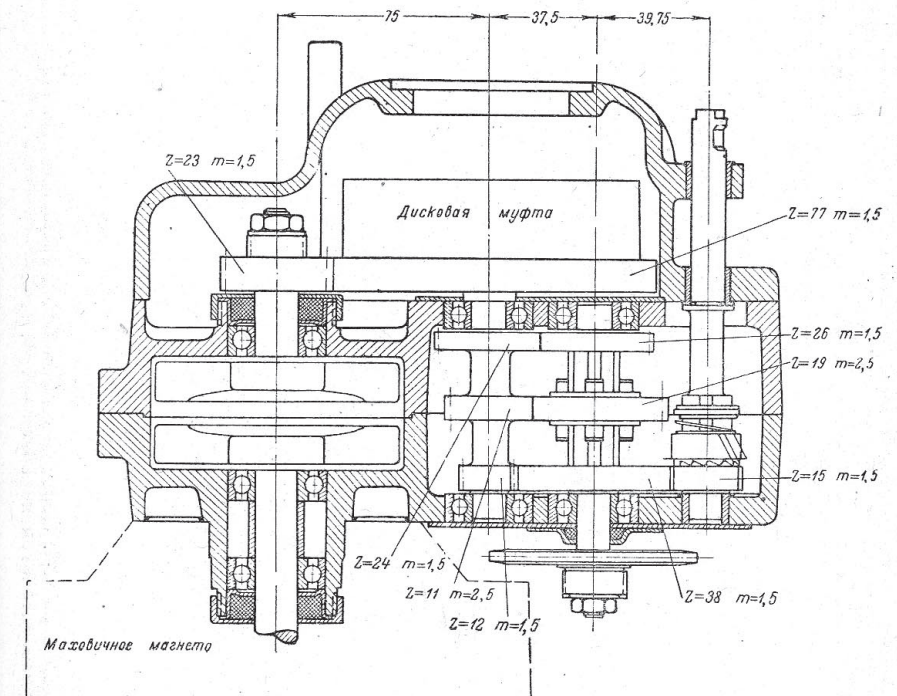
$$G_c = 200 \cdot 0,55 = 110 \text{ кг.}$$

Учитывая облегчение передка машины при передаче через заднее колесо крутящего момента, увеличим сцепной вес на $\sim 15\%$. Получим:

$$G_c = 110 \cdot 1,15 = 126 \text{ кг.}$$

Принимая $\mu = 0,55$, получим:

$$P_{\text{max}} = 126 \cdot 0,55 = 68 \text{ кг.}$$



Фиг. 198. Коробка передач мотоцикла В-125. Пример легкой трехступенчатой коробки. Вторая передача включается зубьями шестерен.

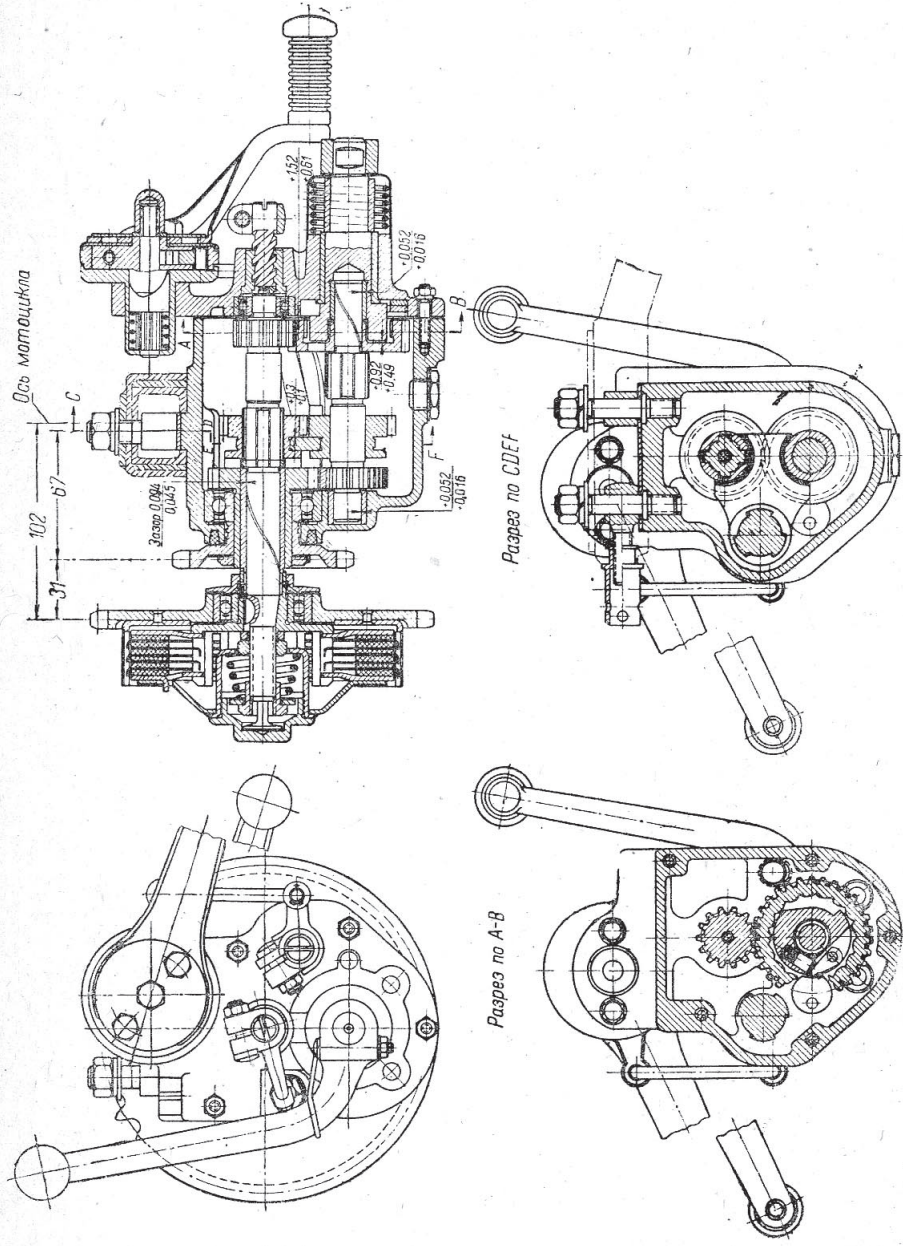
Таким образом $P_k < P_{\text{max}}$ и буксования заднего колеса не произойдет.

Так как передаточное отношение в коробке скоростей на 1-й передаче ($i_{k1} = \frac{17,1}{5,7} = 3$), то для 2-й скорости это отношение будет:

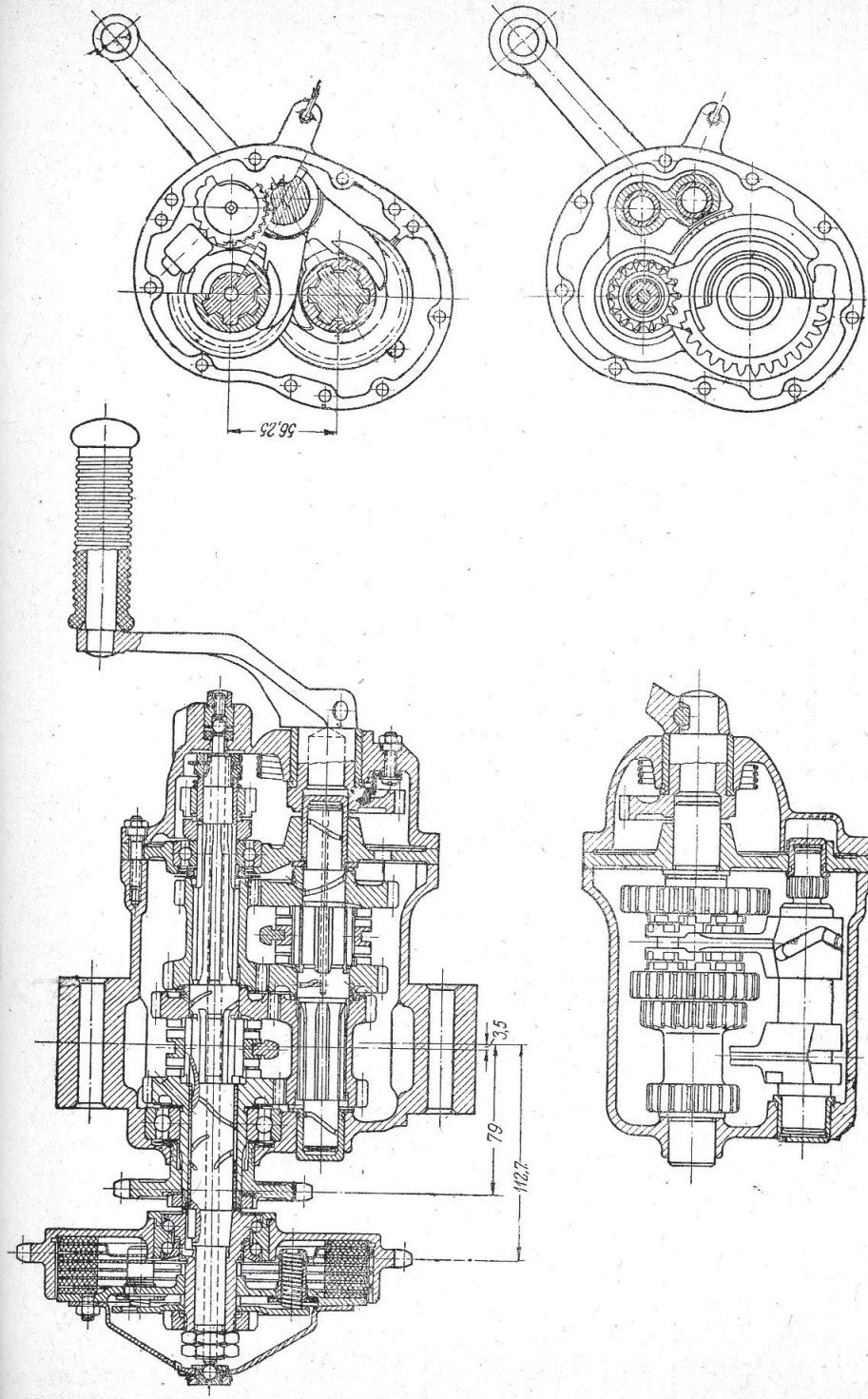
$$(i_k)_2 = \sqrt{(i_k)_1} = \sqrt{3} = 1,73.$$

Этот результат хорошо согласуется с данными практики. Например, английская фирма Albion Engineering Co для мотоциклов от 200 до 300 см³ ставит коробки передач с передаточными соотношениями

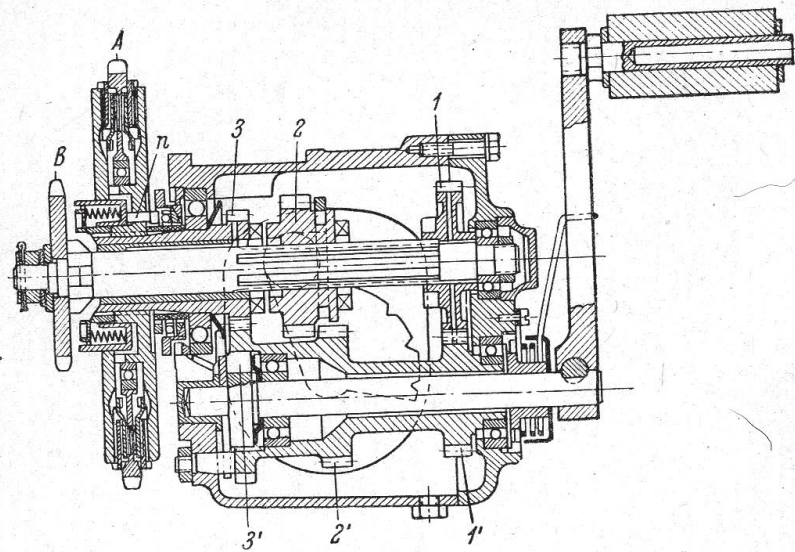
$$1 : 1,7 : 3,04.$$



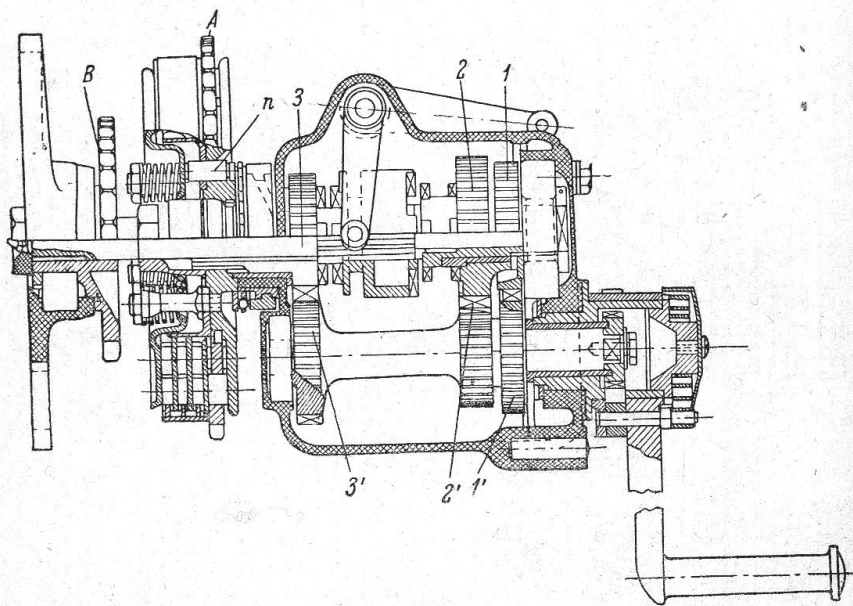
Фиг. 199. Коробка передач мотоцикла Л-8. Переключение передач ножное (в дальнейшем заменяется четырехступенчатой коробкой — 1; 1,46, 2,12 и 2,17).



Фиг. 200. Коробка передач мотоцикла АМ-600.



Фиг. 201. Коробка передач мотоцикла „Велосет“.



Фиг. 202. Коробка передач мотоцикла „Скотт“.

В случае четырехскоростной коробки мы получили бы:

$$(i_k)_2 = \sqrt[3]{(i_k)_1^2} = \sqrt[3]{3^2} = 2,08;$$

$$(i_k)_3 = \sqrt[3]{(i_k)_1} = \sqrt[3]{3} = 1,44;$$

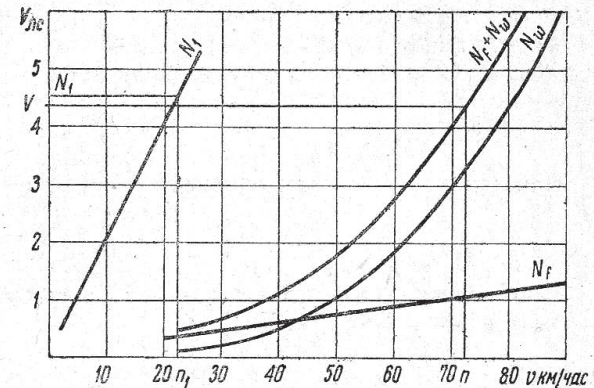
т. е. следующую градацию передач:

$$1 : 1,44 : 2,08 : 3.$$

Выбирая систему трансмиссии цепь—цепь, остается распределить передаточное число 5,7 между первой и второй цепной передачами. Обычно первая цепная передача (с вала двигателя на вал коробки передач) берется с несколько меньшим передаточным числом, чем передача от коробки к заднему колесу, где легче осуществить большее передаточное отношение. Поэтому назначаем:

$$k_1 = 2,$$

$$k_2 = 2,85.$$



Фиг. 203. Диаграмма к примерному расчету передач.

за счет увеличения цепной зубчатки на колесе. Поэтому назначаем:

4. Расчет на прочность зубьев шестерен

Расчет на прочность шестерен мотоциклетных коробок передач носит несколько условный характер, что, впрочем, может быть сказано про расчет шестерен вообще.

Механические свойства современных легированных сталей, применяемых для шестерен, позволяют конструировать шестерни, поломка зубьев в которых явление весьма редкое. Однако формулы, применяемые для этих расчетов, лишь очень приблизительно определяют возникающие в зубьях напряжения. Срок службы шестерен в подавляющем большинстве случаев обуславливается их износом, который может иметь двойной характер: износ рабочей поверхности и износ торцевой поверхности зубьев, вызываемый ударами при включении шестерен. Этот последний вид износа шестерен в большой мере зависит от опытности ездока, а в коробках с шестернями, находящимися в постоянном включении, может и совершенно отсутствовать, вместо чего, впрочем, появляется тогда опасность износа шлифованных отверстий шестерен или кулачков на боковых поверхностях их, служащих для включения. Что же касается износа рабочей поверхности зубьев, то пока общепринятого метода расчета их нет. Чаще фактор износа учитывается при назначении допустимых напряжений в формуле, применяемой для расчета зубьев на прочность.

При выводе формулы, определяющей напряжение в опасном сечении зуба шестерни, принимают целый ряд допущений, отчего полученные по расчету напряжения могут в значительной мере отклоняться от фактических (в сторону преувеличения).

При расчете принимают, что:

- 1) окружное усилие P приложено в верхней кромке зуба и направлено перпендикулярно к его оси;
- 2) в зацеплении одновременно находится только один зуб;
- 3) за расстояние до опасного сечения от точки приложения силы P принимается вся высота зуба h ;
- 4) за толщину зуба принимается половина шага $t/2$, откуда момент сопротивления расчетного сечения получается

$$W = \left(\frac{t}{2}\right)^2 \frac{b}{6}.$$

При таких допущениях напряжение на изгиб выразится формулой

$$\sigma = \frac{Ph}{W} = 24 \frac{Ph}{bt^2} \text{ кг/см}^2.$$

Если принять, что $h = 2mk$, где m — модуль шестерни, а k — коэффициент высотной коррекции¹, то

$$h = 2mk = \frac{2t}{\pi} k$$

$$\sigma = 48 \frac{Pk}{\pi bt} \text{ кг/см}^2.$$

Коэффициент высотной коррекции k здесь равен отношению суммы высот головок зубьев на ведомой и ведущей шестернях к величине $2m$, т. е.

$$k = \frac{h_1 + h_1'}{2m}.$$

При проверке по этой формуле выполненных шестерен, напряжения σ в них в некоторых случаях превышают не только предел упругости материала шестерен, но часто даже и его временное сопротивление. Это происходит потому, что указанные выше допущения приводят к неточности самой формулы, обычно малоощутимой при относительно небольших действующих усилиях (как это имеет место, например, в общем машиностроении). Но коль скоро напряжения высоки, результаты подсчета по вышеприведенным формулам носят условный сравнительный характер. Несмотря на это формулы приведенного вида имеют весьма широкое распространение.

Несколько более близкие к действительности результаты дает расчет по формуле Lewis'a. Формула для определения напряжения от изгиба, даваемая им, имеет вид:

$$\sigma = \frac{P}{ybI} \text{ кг/см}^2,$$

где все величины, за исключением y , те же, что и в предыдущей формуле, а y — коэффициент, учитывающий влияние числа зубьев и их профиля. Это последнее обстоятельство вносит различие между этими обеими формулами, хотя внешне, если обозначить величину $\frac{48k}{\pi}$ через $1/y$, они обе совпадают. Но в противоположность величине $\frac{48k}{\pi}$ коэффициенту

¹ Его называют также „коэффициентом формы зуба“.

переменный, и зависимость его от числа зубьев и угла зацепления приведена в таблице.

Способ определения коэффициента y изложен в учебнике акад. Е. А. Чудакова „Расчет автомобиля“, гл. III, § 5.

При проведении расчетов на прочность зубьев шестерен следует иметь в виду, что для шестерен 1-й передачи допускаются более высокие расчетные напряжения. Это объясняется тем, что езда на данной передаче при полном открытии дросселя и на оборотах, соответствующих максимальному крутящему моменту, почти никогда не имеет места.

Значение коэффициента y в формуле Lewis'a

Число зубьев	Норм. зуб $\alpha = 15^\circ$	Норм. зуб $\alpha = 20^\circ$	Зуб с двойн. питчем 8—10 и $\alpha = 20^\circ$	Число зубьев	Норм. зуб. $\alpha = 15^\circ$	Норм. зуб $\alpha = 20^\circ$	Зуб с двойн. питчем 8—10 и $\alpha = 20^\circ$
	Значение коэффициента y				Значение коэффициента y		
14	0,072	0,088	0,098	27	0,100	0,111	0,131
15	0,075	0,092	0,102	30	0,102	0,114	0,135
16	0,077	0,094	0,105	33	0,103	0,117	0,137
17	0,080	0,096	0,110	36	1,105	0,120	0,139
18	0,083	0,098	0,113	39	0,107	0,123	0,141
19	0,087	0,100	0,116	42	0,109	0,125	0,142
20	0,090	0,102	0,119	46	0,111	0,128	0,144
21	0,092	0,104	0,121	50	0,112	0,130	0,146
23	0,094	0,106	0,124				
25	0,097	0,108	0,129				

В мотоцикlostроении применяются шестерни, выполненные как в модульной системе, так и в системе диаметального питча (в американской и английской практике). Основные зависимости между элементами шестерен в той и другой системе сведены в таблицу (стр. 224).

Однако чаще применяются шестерни не с нормальными соотношениями размеров зуба, а коррегированные тем или иным способом. Необходимость коррегирования зубьев вызывается явлением так называемого подрезания ножки зуба в шестернях с небольшим количеством зубьев. Сущность и способы коррегирования зубьев изложены в только что упомянутой книге акад. Чудакова. Способов коррегирования имеется весьма много. Далее приведены таблицы калибров для измерения зубьев (стр. 224), позволяющие чрезвычайно удобно определять основные величины зубьев, коррегированных по способу высотной и угловой коррекции, и их комбинации. (О способах коррегирования см. книгу И. Г. Бармас и В. Н. Кедринский „Зуборезное дело“.) В этих таблицах предусмотрены два ряда зубьев — высокие, с коэффициентом высоты $k=1$, и низкие, с коэффициентом $k=0,8$. Коэффициент $k=1$ относится к шестерням с высотой головки, равной модулю. Коэффициент $k=0,8$ указывает, что высота головки составляет 0,8 нормальной высоты, т. е. только 0,8 m .

Основные соотношения между элементами зубьев шестерен, построенных в модульной системе и в системе питча

Система модуля			Система питча		
Наименование	Обозначение	Зависимость	Наименование	Обозначение	Зависимость
Модуль	<i>m</i>	$\frac{t}{\pi}, \frac{D_0}{z}, \frac{D_{вн}}{z+2}$	Диам. шаг. (питч) дм.	<i>p</i>	$\frac{z}{D_0}, \frac{3,1416}{c}$
Шаг	<i>t</i>	$\pi m, \frac{D_0 \pi}{z}$	Шаг по окружности дм.	<i>c</i>	$\frac{3,1416}{z} D_0, \frac{3,1416}{p}$
Число зубьев	<i>z</i>	$\frac{D_0}{m}, \frac{D_0 \pi}{t}$	Диаметр начальной окружности дм.	<i>D₀</i>	$\frac{z}{p}, \frac{z \cdot c}{3,1416}$
Диаметр начальной окружности	<i>D₀</i>	$zm, \frac{t}{\pi} z$	Число зубьев	<i>z</i>	$\frac{2,1571}{p}, 0,6897 c$
Полная высота зуба	<i>h</i>	$2,166 m$	Полная высота зуба дм.	<i>h</i>	$\frac{1,1571}{p}, 0,3714 c$
Высота ножки зуба	<i>h₂</i>	$1,166 m$	Высота ножки дм.	<i>h₂</i>	$\frac{1}{p}, \frac{D_0}{z}, 0,3183 c$
Высота головки зуба	<i>h₁</i>	m	Высота головки дм.	<i>h₁</i>	$p = \frac{25,4}{m}$
		$m = \frac{25,4}{p} = 8,09 c$			

Таблица 1

Высокий зуб $k=1$ Высота головки $h=1$ Угол зацепления $\alpha=15-25^\circ$
 Модуль $m=1$ Толщина зуба $s=1,5708$ Поправка $\Delta k=0$

<i>z</i>	<i>h'</i>	<i>s'</i>	<i>z</i>	<i>h'</i>	<i>s'</i>	<i>z</i>	<i>h'</i>	<i>s'</i>
8	1,0769	1,5697	36	1,0171	1,5703	64	1,0096	1,5706
9	1,0684	1,5628	37	1,0167	1,5703	65	1,0095	1,5706
10	1,0616	1,5643	38	1,0162	1,5703	66	1,0093	1,5706
11	1,0560	1,5655	39	1,0158	1,5704	67	1,0092	1,5706
12	1,0513	1,5663	40	1,0154	1,5704	68	1,0091	1,5707
13	1,0474	1,5670	41	1,0150	1,5704	69	1,0089	1,5707
14	1,0440	1,5675	42	1,0147	1,5704	70	1,0088	1,5707
15	1,0411	1,5679	43	1,0143	1,5704	71	1,0087	1,5707
16	1,0385	1,5683	44	1,0140	1,5705	72	1,0086	1,5707
17	1,0363	1,5686	45	1,0137	1,5705	73	1,0084	1,5707
18	1,0342	1,5688	46	1,0134	1,5705	74	1,0083	1,5707
19	1,0324	1,5690	47	1,0131	1,5705	75	1,0082	1,5707
20	1,0308	1,5692	48	1,0128	1,5705	76	1,0081	1,5707
21	1,0294	1,5693	49	1,0126	1,5705	77	1,0080	1,5707
22	1,0280	1,5695	50	1,0123	1,5705	78	1,0079	1,5707
23	1,0268	1,5696	51	1,0121	1,5705	79	1,0078	1,5707
24	1,0257	1,5697	52	1,0119	1,5705	80	1,0077	1,5707
25	1,0247	1,5698	53	1,0116	1,5706	81	1,0076	1,5707
26	1,0237	1,5698	54	1,0114	1,5706	82	1,0075	1,5707
27	1,0228	1,5699	55	1,0112	1,5706	83	1,0074	1,5707
28	1,0220	1,5700	56	1,0110	1,5706	84	1,0073	1,5707
29	1,0213	1,5700	57	1,0108	1,5706	85	1,0073	1,5707
30	1,0205	1,5701	58	1,0106	1,5706	86	1,0072	1,5707
31	1,0199	1,5701	59	1,0105	1,5706	87	1,0071	1,5707
32	1,0193	1,5702	60	1,0103	1,5706	88	1,0070	1,5707
33	1,0187	1,5702	61	1,0101	1,5706	89	1,0069	1,5707
34	1,0181	1,5702	62	1,0099	1,5706	90	1,0069	1,5707
35	1,0176	1,5703	63	1,0098	1,5706			

Высокий зуб $k=1$

Таблица 2

Угол зацепления $\alpha=15^\circ$ Модуль $m=1$

Поправка $\Delta k_1 = +0,2$			Поправка $\Delta k_2 = -0,2$					
Высота головки $h=1,2000$			Высота головки $h=0,8000$					
Толщина зуба $s=1,6780$			Толщина зуба $s=1,4636$					
<i>z</i>	<i>h'</i>	<i>s'</i>	<i>z</i>	<i>h'</i>	<i>s'</i>	<i>z</i>	<i>h'</i>	<i>s'</i>
15	1,2469	1,6743	24	0,8223	1,4627	64	0,8084	1,4635
16	1,2439	1,6747	25	0,8214	1,4628	65	0,8082	1,4635
17	1,2414	1,6751	26	0,8206	1,4628	66	0,8081	1,4635
18	1,2391	1,6754	27	0,8198	1,4629	67	0,8080	1,4635
19	1,2370	1,6756	28	0,8191	1,4629	68	0,8078	1,4635
20	1,2352	1,6758	29	0,8185	1,4630	69	0,8077	1,4635
21	1,2335	1,6760	30	0,8178	1,4630	70	0,8076	1,4635
22	1,2320	1,6762	31	0,8173	1,4631	71	0,8075	1,4635
23	1,2306	1,6763	32	0,8167	1,4631	72	0,8074	1,4635
24	1,2293	1,6764	33	0,8162	1,4631	73	0,8073	1,4635
25	1,2281	1,6766	34	0,8158	1,4632	74	0,8072	1,4635
26	1,2270	1,6766	35	0,8153	1,4632	75	0,8071	1,4635
27	1,2260	1,6767	36	0,8148	1,4632	76	0,8070	1,4635
			37	0,8145	1,4632	77	0,8069	1,4635
			38	0,8141	1,4633	78	0,8069	1,4635
			39	0,8137	1,4633	79	0,8068	1,4635
			40	0,8134	1,4633	80	0,8067	1,4635
			41	0,8130	1,4633	81	0,8066	1,4635
			42	0,8128	1,4633	82	0,8065	1,4635
			43	0,8125	1,4633	83	0,8065	1,4635
			44	0,8122	1,4633	84	0,8064	1,4635
			45	0,8119	1,4634	85	0,8063	1,4635
			46	0,8116	1,4634	86	0,8062	1,4636
			47	0,8114	1,4634	87	0,8062	1,4636
			48	0,8111	1,4634	88	0,8061	1,4636
			49	0,8109	1,4634	89	0,8060	1,4636
			50	0,8107	1,4634	90	0,8059	1,4636
			51	0,8105	1,4634	91	0,8058	1,4636
			52	0,8103	1,4634	92	0,8058	1,4636
			53	0,8101	1,4634	93	0,8057	1,4636
			54	0,8099	1,4634	94	0,8057	1,4636
			55	0,8097	1,4634	95	0,8056	1,4636
			56	0,8096	1,4634	96	0,8056	1,4636
			57	0,8094	1,4635	97	0,8055	1,4636
			58	0,8092	1,4635	98	0,8054	1,4636
			59	0,8091	1,4635	99	0,8054	1,4636
			60	0,8089	1,4635	100	0,8053	1,4636
			61	0,8088	1,4635			
			62	0,8086	1,4635			
			63	0,8085	1,4635			

Таблица 3

Высокий зуб $k=1$ Угол зацепления $\alpha=17,5^\circ$ Модуль $m=1$

Поправка $\Delta k_1 = +0,2$ Высота головки $h=1,2000$ Толщина зуба $s=1,6969$			Поправка $\Delta k_2 = -0,2$ Высота головки $h=0,8000$ Толщина зуба $s=1,4447$					
z	h'	s'	z	h'	s'	z	h'	s'
11	1,2653	1,6902	18	0,8290	1,4431	59	0,8089	1,4445
12	1,2599	1,6913	19	0,8275	1,4433	60	0,8087	1,4445
13	1,2553	1,6921	20	0,8261	1,4434	61	0,8085	1,4445
14	1,2514	1,6928	21	0,8248	1,4435	62	0,8084	1,4445
15	1,2479	1,6933	22	0,8237	1,4436	63	0,8083	1,4446
16	1,2449	1,6937	23	0,8227	1,4437	64	0,8082	1,4446
17	1,2423	1,6941	24	0,8217	1,4438	65	0,8080	1,4446
18	1,2400	1,6944	25	0,8209	1,4439	66	0,8079	1,4446
19	1,2379	1,6947	26	0,8201	1,4439	67	0,8078	1,4446
			27	0,8193	1,4440	68	0,8077	1,4446
			28	0,8186	1,4440	69	0,8075	1,4446
			29	0,8180	1,4441	70	0,8074	1,4446
			30	0,8174	1,4441	71	0,8073	1,4446
			31	0,8168	1,4442	72	0,8073	1,4446
			32	0,8163	1,4442	73	0,8072	1,4446
			33	0,8156	1,4442	74	0,8071	1,4446
			34	0,8151	1,4442	75	0,8070	1,4446
			35	0,8146	1,4442	76	0,8069	1,4446
			36	0,8145	1,4443	77	0,8068	1,4446
			37	0,8141	1,4443	78	0,8067	1,4446
			38	0,8137	1,4443	79	0,8066	1,4446
			39	0,8134	1,4443	80	0,8065	1,4446
			40	0,8130	1,4444	81	0,8064	1,4446
			41	0,8127	1,4444	82	0,8064	1,4446
			42	0,8124	1,4444	83	0,8063	1,4446
			43	0,8121	1,4444	84	0,8062	1,4446
			44	0,8118	1,4444	85	0,8062	1,4446
			45	0,8116	1,4444	86	0,8061	1,4446
			46	0,8113	1,4444	87	0,8060	1,4446
			47	0,8111	1,4445	88	0,8059	1,4446
			48	0,8109	1,4445	89	0,8059	1,4446
			49	0,8106	1,4445	90	0,8059	1,4446
			50	0,8104	1,4445	91	0,8057	1,4446
			51	0,8102	1,4445	92	0,8056	1,4446
			52	0,8101	1,4445	93	0,8055	1,4446
			53	0,8099	1,4445	94	0,8055	1,4446
			54	0,8097	1,4445	95	0,8054	1,4446
			55	0,8095	1,4445	96	0,8054	1,4446
			56	0,8093	1,4445	97	0,8053	1,4446
			57	0,8092	1,4445	98	0,8053	1,4446
			58	0,8090	1,4445	99	0,8052	1,4446
						100	0,8052	1,4446

Таблица 4

Высокий зуб $k=1$ Угол зацепления $\alpha=20^\circ$ Модуль $m=1$

Поправка $\Delta k_1 = +0,2$ Высота головки $h=1,2000$ Толщина зуба $s=1,7164$			Поправка $\Delta k_2 = -0,2$ Высота головки $h=0,8000$ Толщина зуба $s=1,4252$					
z	h'	s'	z	h'	s'	z	h'	s'
9	1,2816	1,7060	15	0,8339	1,4231	58	0,8087	1,4251
10	1,2735	1,7080	16	0,8317	1,4233	59	0,8086	1,4251
11	1,2668	1,7094	17	0,8299	1,4235	60	0,8085	1,4251
12	1,2612	1,7105	18	0,8282	1,4237	61	0,8083	1,4251
13	1,2566	1,7114	19	0,8267	1,4239	62	0,8082	1,4251
14	1,2525	1,7121	20	0,8254	1,4240	63	0,8081	1,4251
15	1,2490	1,7126	21	0,8242	1,4241	64	0,8079	1,4251
			22	0,8231	1,4242	65	0,8078	1,4251
			23	0,8221	1,4243	66	0,8077	1,4251
			24	0,8212	1,4244	67	0,8076	1,4251
			25	0,8203	1,4244	68	0,8075	1,4251
			26	0,8196	1,4245	69	0,8074	1,4251
			27	0,8188	1,4245	70	0,8073	1,4251
			28	0,8181	1,4246	71	0,8072	1,4251
			29	0,8175	1,4246	72	0,8071	1,4251
			30	0,8169	1,4247	73	0,8070	1,4251
			31	0,8164	1,4247	74	0,8068	1,4251
			32	0,8159	1,4247	75	0,8068	1,4251
			33	0,8154	1,4248	76	0,8067	1,4251
			34	0,8149	1,4248	77	0,8066	1,4251
			35	0,8145	1,4248	78	0,8065	1,4251
			36	0,8141	1,4248	79	0,8064	1,4251
			37	0,8137	1,4249	80	0,8063	1,4251
			38	0,8134	1,4249	81	0,8063	1,4251
			39	0,8130	1,4249	82	0,8062	1,4251
			40	0,8127	1,4249	83	0,8061	1,4251
			41	0,8124	1,4249	84	0,8061	1,4251
			42	0,8121	1,4249	85	0,8060	1,4251
			43	0,8118	1,4249	86	0,8059	1,4251
			44	0,8115	1,4250	87	0,8058	1,4251
			45	0,8113	1,4250	88	0,8058	1,4251
			46	0,8110	1,4250	89	0,8057	1,4251
			47	0,8108	1,4250	90	0,8056	1,4251
			48	0,8106	1,4250	91	0,8056	1,4251
			49	0,8104	1,4250	92	0,8055	1,4251
			50	0,8102	1,4250	93	0,8054	1,4251
			51	0,8000	1,4250	94	0,8054	1,4251
			52	0,8098	1,4250	95	0,8053	1,4251
			53	0,8096	1,4250	96	0,8053	1,4251
			54	0,8094	1,4250	97	0,8053	1,4251
			55	0,8092	1,4250	98	0,8052	1,4251
			56	0,8091	1,4250	99	0,8052	1,4251
			57	0,8089	1,4251	100	0,8052	1,4251

Высокий зуб $k = 1$ Угол зацепления $\alpha = 22,5^\circ$ Модуль $m = 1$

Поправка $\Delta k_1 = +0,2$ Высота головки $h = 1,2000$ Толщина зуба $s = 1,7365$			Поправка $\Delta k_2 = -0,2$ Высота головки $h = 0,8000$ Толщина зуба $s = 1,4051$					
z	h'	s'	z	h'	s'	z	h'	s'
8	1,2939	1,7229	12	0,8412	1,4019	57	0,8087	1,4050
9	1,2835	1,7257	13	0,8380	1,4024	58	0,8085	1,4050
10	1,2752	1,7278	14	0,8353	1,4027	59	0,8084	1,4050
11	1,2684	1,7293	15	0,8329	1,4030	60	0,8082	1,4050
			16	0,8308	1,4033	61	0,8081	1,4050
			17	0,8290	1,4035	62	0,8080	1,4050
			18	0,8274	1,4037	63	0,8079	1,4050
			19	0,8260	1,4038	64	0,8077	1,4050
			20	0,8247	1,4039	65	0,8076	1,4050
			21	0,8235	1,4041	66	0,8075	1,4050
			22	0,8224	1,4041	67	0,8074	1,4050
			23	0,8215	1,4042	68	0,8073	1,4050
			24	0,8206	1,4043	69	0,8072	1,4050
			25	0,8197	1,4044	70	0,8071	1,4050
			26	0,8190	1,4044	71	0,8070	1,4050
			27	0,8183	1,4045	72	0,8069	1,4050
			28	0,8176	1,4045	73	0,8068	1,4050
			29	0,8170	1,4045	74	0,8067	1,4050
			30	0,8164	1,4046	75	0,8066	1,4050
			31	0,8159	1,4046	76	0,8065	1,4050
			32	0,8154	1,4047	77	0,8064	1,4050
			33	0,8150	1,4047	78	0,8063	1,4050
			34	0,8145	1,4047	79	0,8062	1,4050
			35	0,8141	1,4047	80	0,8062	1,4050
			36	0,8137	1,4047	81	0,8061	1,4050
			37	0,8133	1,4048	82	0,8060	1,4050
			38	0,8130	1,4048	83	0,8060	1,4050
			39	0,8126	1,4048	84	0,8059	1,4050
			40	0,8123	1,4048	85	0,8058	1,4050
			41	0,8120	1,4048	86	0,8057	1,4050
			42	0,8117	1,4048	87	0,8056	1,4051
			43	0,8115	1,4049	88	0,8056	1,4051
			44	0,8112	1,4049	89	0,8055	1,4051
			45	0,8110	1,4049	90	0,8055	1,4051
			46	0,8107	1,4049	91	0,8054	1,4051
			47	0,8105	1,4049	92	0,8054	1,4051
			48	0,8103	1,4049	93	0,8053	1,4051
			49	0,8101	1,4049	94	0,8052	1,4051
			50	0,8099	1,4049	95	0,8052	1,4051
			51	0,8097	1,4049	96	0,8051	1,4051
			52	0,8095	1,4049	97	0,8051	1,4051
			53	0,8093	1,4049	98	0,8050	1,4051
			54	0,8091	1,4050	99	0,8050	1,4051
			55	0,8090	1,4050	100	0,8049	1,4051
			56	0,8088	1,4050			

Высокий зуб $k = 1$ Угол зацепления $\alpha = 25^\circ$ Модуль $m = 1$

Поправка $\Delta k_1 = +0,2$ Высота головки $h = 1,2000$ Толщина зуба $s = 1,7573$			Поправка $\Delta k_2 = -0,2$ Высота головки $h = 0,8000$ Толщина зуба $s = 1,3843$					
z	h'	s'	z	h'	s'	z	h'	s'
6	1,3278	1,7323	10	0,8479	1,3798	56	0,8085	1,3841
7	1,3097	1,7389	11	0,8436	1,3806	57	0,8084	1,3841
8	1,2961	1,7432	12	0,8399	1,3812	58	0,8082	1,3841
9	1,2855	1,7462	13	0,8368	1,3817	59	0,8081	1,3841
			14	0,8342	1,3820	60	0,8080	1,3842
			15	0,8319	1,3823	61	0,8078	1,3842
			16	0,8299	1,3825	62	0,8077	1,3842
			17	0,8282	1,3827	63	0,8076	1,3842
			18	0,8266	1,3829	64	0,8075	1,3842
			19	0,8252	1,3830	65	0,8073	1,3842
			20	0,8240	1,3832	66	0,8072	1,3842
			21	0,8228	1,3833	67	0,8071	1,3842
			22	0,8218	1,3834	68	0,8070	1,3842
			23	0,8208	1,3834	69	0,8069	1,3842
			24	0,8200	1,3835	70	0,8069	1,3842
			25	0,8192	1,3836	71	0,8067	1,3842
			26	0,8184	1,3836	72	0,8066	1,3842
			27	0,8177	1,3837	73	0,8066	1,3842
			28	0,8171	1,3837	74	0,8065	1,3842
			29	0,8165	1,3838	75	0,8064	1,3842
			30	0,8160	1,3838	76	0,8063	1,3842
			31	0,8154	1,3838	77	0,8062	1,3842
			32	0,8150	1,3838	78	0,8061	1,3842
			33	0,8145	1,3839	79	0,8060	1,3842
			34	0,8141	1,3839	80	0,8060	1,3842
			35	0,8137	1,3839	81	0,8059	1,3842
			36	0,8133	1,3839	82	0,8059	1,3842
			37	0,8129	1,3840	83	0,8058	1,3842
			38	0,8126	1,3840	84	0,8057	1,3842
			39	0,8123	1,3840	85	0,8056	1,3842
			40	0,8120	1,3840	86	0,8055	1,3842
			41	0,8117	1,3840	87	0,8055	1,3842
			42	0,8114	1,3840	88	0,8054	1,3842
			43	0,8111	1,3840	89	0,8054	1,3842
			44	0,8109	1,3841	90	0,8053	1,3842
			45	0,8106	1,3841	91	0,8052	1,3842
			46	0,8104	1,3841	92	0,8052	1,3842
			47	0,8102	1,3841	93	0,8051	1,3842
			48	0,8100	1,3841	94	0,8051	1,3842
			49	0,8098	1,3841	95	0,8050	1,3842
			50	0,8096	1,3841	96	0,8050	1,3842
			51	0,8094	1,3841	97	0,8049	1,3842
			52	0,8092	1,3841	98	0,8049	1,3842
			53	0,8090	1,3841	99	0,8048	1,3842
			54	0,8089	1,3841	100	0,8048	1,3842
			55	0,8087	1,3841			

Таблица 7

Высокий зуб $k = 1$ Угол зацепления $\alpha = 15^\circ$ Модуль $m = 1$

Поправка $\Delta k_1 = +0,4$ Высота головки $h = 1,4000$ Толщина зуба $s = 1,7852$			Поправка $\Delta k_2 = -0,4$ Высота головки $h = 0,6000$ Толщина зуба $s = 1,3564$					
z	h'	s'	z	h'	s'	z	h'	s'
14	1,4568	1,7803	30	0,6153	1,3560	66	0,6060	1,3563
15	1,4530	1,7809	31	0,6148	1,3560	67	0,6069	1,3563
16	1,4497	1,7815	32	0,6144	1,3560	68	0,6068	1,3563
17	1,4468	1,7819	33	0,6139	1,3560	69	0,6067	1,3563
18	1,4442	1,7822	34	0,6136	1,3561	70	0,6066	1,3563
19	1,4419	1,7825	35	0,6131	1,3561	71	0,6065	1,3563
20	1,4398	1,7828	36	0,6128	1,3561	72	0,6064	1,3564
21	1,4379	1,7830	37	0,6124	1,3561	73	0,6063	1,3564
			38	0,6121	1,3561	74	0,6062	1,3564
			39	0,6118	1,3562	75	0,6061	1,3564
			40	0,6115	1,3562	76	0,6060	1,3564
			41	0,6112	1,3562	77	0,6060	1,3564
			42	0,6109	1,3562	78	0,6059	1,3564
			43	0,6107	1,3562	79	0,6058	1,3564
			44	0,6104	1,3562	80	0,6058	1,3564
			45	0,6102	1,3562	81	0,6057	1,3564
			46	0,6100	1,3562	82	0,6056	1,3564
			47	0,6098	1,3562	83	0,6055	1,3564
			48	0,6096	1,3563	84	0,6054	1,3564
			49	0,6094	1,3563	85	0,6054	1,3564
			50	0,6092	1,3563	86	0,6053	1,3564
			51	0,6090	1,3563	87	0,6053	1,3564
			52	0,6088	1,3563	88	0,6052	1,3564
			53	0,6087	1,3563	89	0,6051	1,3564
			54	0,6085	1,3563	90	0,6051	1,3564
			55	0,6084	1,3563	91	0,6050	1,3564
			56	0,6082	1,3563	92	0,6050	1,3564
			57	0,6081	1,3563	93	0,6049	1,3564
			58	0,6079	1,3563	94	0,6049	1,3564
			59	0,6078	1,3563	95	0,6048	1,3564
			60	0,6077	1,3563	96	0,6048	1,3564
			61	0,6075	1,3563	97	0,6047	1,3564
			62	0,6074	1,3563	98	0,6047	1,3564
			63	0,6073	1,3563	99	0,6047	1,3564
			64	0,6072	1,3563	100	0,6046	1,3564
			65	0,6071	1,3563			

Таблица 8

Высокий зуб $k = 1$ Угол зацепления $\alpha = 17,5^\circ$ Модуль $m = 1$

Поправка $\Delta k_1 = +0,4$ Высота головки $h = 1,4000$ Толщина зуба $s = 1,8230$			Поправка $\Delta k_2 = -0,4$ Высота головки $h = 0,6000$ Толщина зуба $s = 1,3186$					
z	h'	s'	z	h'	s'	z	h'	s'
11	1,4754	1,8147	24	0,6194	1,3179	63	0,6069	1,3185
12	1,4691	1,8160	25	0,6174	1,3179	64	0,6068	1,3185
13	1,4638	1,8171	26	0,6167	1,3180	65	0,6067	1,3185
14	1,4593	1,8179	27	0,6161	1,3180	66	0,6066	1,3185
15	1,4553	1,8186	28	0,6155	1,3181	67	0,6065	1,3185
			29	0,6150	1,3181	68	0,6064	1,3185
			30	0,6145	1,3181	69	0,6063	1,3185
			31	0,6140	1,3182	70	0,6062	1,3185
			32	0,6136	1,3182	71	0,6061	1,3185
			33	0,6132	1,3182	72	0,6060	1,3185
			34	0,6128	1,3182	73	0,6060	1,3185
			35	0,6124	1,3182	74	0,6059	1,3185
			36	0,6121	1,3183	75	0,6058	1,3185
			37	0,6117	1,3183	76	0,6057	1,3185
			38	0,6114	1,3183	77	0,6057	1,3185
			39	0,6111	1,3183	78	0,6056	1,3185
			40	0,6108	1,3183	79	0,6055	1,3185
			41	0,6106	1,3183	80	0,6054	1,3185
			42	0,6103	1,3183	81	0,6054	1,3185
			43	0,6101	1,3183	82	0,6053	1,3185
			44	0,6099	1,3184	83	0,6052	1,3185
			45	0,6096	1,3184	84	0,6052	1,3185
			46	0,6094	1,3184	85	0,6051	1,3185
			47	0,6092	1,3184	86	0,6050	1,3185
			48	0,6091	1,3184	87	0,6050	1,3185
			49	0,6089	1,3184	88	0,6049	1,3185
			50	0,6087	1,3184	89	0,6049	1,3185
			51	0,6085	1,3184	90	0,6048	1,3185
			52	0,6084	1,3184	91	0,6048	1,3185
			53	0,6082	1,3184	92	0,6047	1,3185
			54	0,6080	1,3184	93	0,6047	1,3185
			55	0,6079	1,3184	94	0,6046	1,3185
			56	0,6078	1,3184	95	0,6046	1,3185
			57	0,6076	1,3184	96	0,6045	1,3185
			58	0,6075	1,3184	97	0,6045	1,3185
			59	0,6074	1,3184	98	0,6044	1,3185
			60	0,6072	1,3184	99	0,6044	1,3185
			61	0,6071	1,3185	100	0,6044	1,3185
			62	0,6070	1,3185			

Таблица 9

Низкий зуб $k = 0,8$ Угол зацепления $\alpha = 15^\circ - 25^\circ$ Модуль $m = 1$

Поправка $\Delta k = 0$ Высота головки $h = 0,8000$ Толщина зубца $s = 1,5708$								
z	h'	s'	z	h'	s'	z	h'	s'
8	0,8769	1,5607	50	0,8123	1,5705	92	0,8067	1,5707
9	0,8684	1,5623	51	0,8121	1,5705	93	0,8066	1,5707
10	0,8616	1,5643	52	0,8119	1,5706	94	0,8066	1,5707
11	0,8560	1,5655	53	0,8116	1,5706	95	0,8065	1,5707
12	0,8513	1,5663	54	0,8114	1,5706	96	0,8064	1,5707
13	0,8474	1,5670	55	0,8112	1,5706	97	0,8063	1,5707
14	0,8440	1,5675	56	0,8110	1,5706	98	0,8063	1,5707
15	0,8411	1,5679	57	0,8108	1,5706	99	0,8062	1,5707
16	0,8385	1,5683	58	0,8106	1,5706	100	0,8061	1,5707
17	0,8363	1,5686	59	0,8105	1,5706			
18	0,8342	1,5628	60	0,8103	1,5706			
19	0,8324	1,5690	61	0,8101	1,5706			
20	0,8308	1,5692	62	0,8099	1,5706			
21	0,8294	1,5693	63	0,8098	1,5706			
22	0,8280	1,5695	64	0,8096	1,5706			
23	0,8268	1,5696	65	0,8095	1,5706			
24	0,8250	1,5697	66	0,8093	1,5706			
25	0,8247	1,5698	67	0,8092	1,5706			
26	0,8237	1,5698	68	0,8091	1,5707			
27	0,8228	1,5699	69	0,8089	1,5707			
28	0,8220	1,5700	70	0,8088	1,5707			
29	0,8213	1,5700	71	0,8087	1,5707			
30	0,8205	1,5701	72	0,8086	1,5707			
31	0,8199	1,5701	73	0,8084	1,5707			
32	0,8193	1,5702	74	0,8083	1,5707			
33	0,8187	1,5702	75	0,8082	1,5707			
34	0,8181	1,5702	76	0,8081	1,5707			
35	0,8176	1,5703	77	0,8080	1,5707			
36	0,8171	1,5703	78	0,8079	1,5707			
37	0,8167	1,5703	79	0,8078	1,5707			
38	0,8162	1,5703	80	0,8077	1,5707			
39	0,8158	1,5704	81	0,8076	1,5707			
40	0,8154	1,5704	82	0,8075	1,5707			
41	0,8150	1,5704	83	0,8074	1,5707			
42	0,8147	1,5704	84	0,8073	1,5707			
43	0,8143	1,5704	85	0,8073	1,5707			
44	0,8140	1,5705	86	0,8072	1,5707			
45	0,8137	1,5705	87	0,8071	1,5707			
46	0,8134	1,5705	88	0,8070	1,5707			
47	0,8131	1,5705	89	0,8069	1,5707			
48	0,8128	1,5705	90	0,8069	1,5707			
49	0,8126	1,5705	91	0,8068	1,5707			

Таблица 10

Низкий зуб $k = 0,8$ Угол зацепления $\alpha = 15^\circ$ Модуль $m = 1$

Поправка $\Delta k_1 = +0,2$ Высота головки $h = 1,0000$ Толщина зуба $s = 1,6780$			Поправка $\Delta k_2 = -0,2$ Высота головки $h = 0,6000$ Толщина зуба $s = 1,4636$					
z	h'	s'	z	h'	s'	z	h'	s'
15	1,0469	1,6743	24	0,6223	1,4627	62	0,6086	1,4635
16	1,0439	1,6747	25	0,6214	1,4628	63	0,6085	1,4635
17	1,0414	1,6751	26	0,6206	1,4628	64	0,6084	1,4635
18	1,0391	1,6754	27	0,6198	1,4629	65	0,6082	1,4635
19	1,0370	1,6756	28	0,6191	1,4629	66	0,6081	1,4635
20	1,0352	1,6758	29	0,6185	1,4631	67	0,6080	1,4635
21	1,0335	1,6760	30	0,6178	1,4630	68	0,6078	1,4635
			31	0,6173	1,4630	69	0,6077	1,4635
			32	0,6167	1,4631	70	0,6076	1,4635
			33	0,6162	1,4631	71	0,6075	1,4635
			34	0,6158	1,4632	72	0,6074	1,4635
			35	0,6153	1,4632	73	0,6073	1,4635
			36	0,6148	1,4632	74	0,6072	1,4635
			37	0,6145	1,4632	75	0,6071	1,4635
			38	0,6141	1,4633	76	0,6070	1,4635
			39	0,6137	1,4633	77	0,6069	1,4635
			40	0,6134	1,4633	78	0,6069	1,4635
			41	0,6130	1,4633	79	0,6068	1,4635
			42	0,6128	1,4633	80	0,6067	1,4635
			43	0,6125	1,4633	81	0,6066	1,4635
			44	0,6122	1,4633	82	0,6065	1,4635
			45	0,6119	1,4634	83	0,6065	1,4635
			46	0,6116	1,4634	84	0,6064	1,4635
			47	0,6114	1,4634	85	0,6063	1,4635
			48	0,6111	1,4634	86	0,6062	1,4636
			49	0,6109	1,4634	87	0,6062	1,4636
			50	0,6107	1,4634	88	0,6061	1,4636
			51	0,6105	1,4634	89	0,6060	1,4636
			52	0,6103	1,4634	90	0,6059	1,4636
			53	0,6101	1,4634	91	0,6058	1,4636
			54	0,6099	1,4634	92	0,6058	1,4636
			55	0,6097	1,4634	93	0,6057	1,4636
			56	0,6096	1,4634	94	0,6057	1,4636
			57	0,6094	1,4635	95	0,6056	1,4636
			58	0,6092	1,4635	96	0,6056	1,4636
			59	0,6091	1,4635	97	0,6055	1,4636
			60	0,6089	1,4635	98	0,6054	1,4636
			61	0,6088	1,4635	99	0,6054	1,4636
						100	0,6053	1,4636

Таблица 11

Низкий зуб $k = 0,8$ Угол зацепления $\alpha = 17,5$ Модуль $m = 1$

Поправка $\Delta k_1 = +0,2$ Высота головки $h = 1,0000$ Толщина зуба $s = 1,6969$			Поправка $\Delta k_2 = -0,2$ Высота головки $h = 0,6000$ Толщина зуба $s = 1,4447$					
z	h'	s'	z	h'	s'	z	h'	s'
11	1,0653	1,6902	18	0,6290	1,4431	59	0,6088	1,4445
12	1,0599	1,6913	19	0,6275	1,4433	60	0,6087	1,4445
13	1,0553	1,6921	20	0,6261	1,4434	61	0,6085	1,4445
14	1,0514	1,6928	21	0,6248	1,4435	62	0,6084	1,4445
15	1,0479	1,6933	22	0,6237	1,4436	63	0,6083	1,4446
			23	0,6227	1,4437	64	0,6082	1,4446
			24	0,6217	1,4438	65	0,6080	1,4446
			25	0,6209	1,4439	66	0,6079	1,4446
			26	0,6201	1,4439	67	0,6078	1,4446
			27	0,6193	1,4440	68	0,6077	1,4446
			28	0,6186	1,4440	69	0,6075	1,4446
			29	0,6180	1,4441	70	0,6074	1,4446
			30	0,6174	1,4441	71	0,6073	1,4446
			31	0,6168	1,4441	72	0,6073	1,4446
			32	0,6163	1,4442	73	0,6072	1,4446
			33	0,6158	1,4442	74	0,6071	1,4446
			34	0,6153	1,4442	75	0,6070	1,4446
			35	0,6149	1,4443	76	0,6069	1,4446
			36	0,6145	1,4443	77	0,6068	1,4446
			37	0,6141	1,4443	78	0,6067	1,4446
			38	0,6137	1,4443	79	0,6066	1,4446
			39	0,6134	1,4443	80	0,6065	1,4446
			40	0,6130	1,4444	81	0,6064	1,4446
			41	0,6127	1,4444	82	0,6064	1,4446
			42	0,6124	1,4444	83	0,6063	1,4446
			43	0,6121	1,4444	84	0,6062	1,4446
			44	0,6118	1,4444	85	0,6062	1,4446
			45	0,6116	1,4444	86	0,6061	1,4446
			46	0,6113	1,4445	87	0,6060	1,4446
			47	0,6111	1,4445	88	0,6059	1,4446
			48	0,6109	1,4445	89	0,6059	1,4446
			49	0,6106	1,4445	90	0,6058	1,4446
			50	0,6104	1,4445	91	0,6057	1,4446
			51	0,6102	1,4445	92	0,6056	1,4446
			52	0,6101	1,4445	93	0,6055	1,4446
			53	0,6099	1,4445	94	0,6055	1,4446
			54	0,6096	1,4445	95	0,6054	1,4446
			55	0,6095	1,4445	96	0,6054	1,4446
			56	0,6093	1,4445	97	0,6053	1,4446
			57	0,6092	1,4445	98	0,6053	1,4446
			58	0,6090	1,4445	99	0,6052	1,4446
						100	0,6052	1,4446

Таблица 12

Низкий зуб $k = 0,8$ Угол зацепления $\alpha = 20^\circ$ Модуль $m = 1$

Поправка $\Delta k_1 = +0,2$ Высота головки $h = 1,000$ Толщина зуба $s = 1,7164$			Поправка $\Delta k_2 = -0,2$ Высота головки $h = 0,6000$ Толщина зуба $s = 1,4252$					
z	h'	s'	z	h'	s'	z	h'	s'
9	1,0816	1,7060	15	0,6339	1,4231	58	0,6087	1,4251
10	1,0735	1,7080	16	0,6317	1,4233	59	0,6086	1,4251
11	1,0668	1,7094	17	0,6299	1,4235	60	0,6085	1,4251
12	1,0612	1,7105	18	0,6282	1,4237	61	0,6083	1,4251
			19	0,6267	1,4239	62	0,6082	1,4251
			20	0,6254	1,4240	63	0,6081	1,4251
			21	0,6242	1,4241	64	0,6079	1,4251
			22	0,6231	1,4242	65	0,6078	1,4251
			23	0,6221	1,4243	66	0,6077	1,4251
			24	0,6212	1,4244	67	0,6076	1,4251
			25	0,6203	1,4244	68	0,6075	1,4251
			26	0,6196	1,4245	69	0,6074	1,4251
			27	0,6188	1,4245	70	0,6073	1,4251
			28	0,6181	1,4246	71	0,6072	1,4251
			29	0,6175	1,4246	72	0,6071	1,4251
			30	0,6169	1,4247	73	0,6070	1,4251
			31	0,6164	1,4247	74	0,6068	1,4251
			32	0,6159	1,4247	75	0,6068	1,4251
			33	0,6154	1,4248	76	0,6067	1,4251
			34	0,6149	1,4248	77	0,6066	1,4251
			35	0,6145	1,4248	78	0,6065	1,4251
			36	0,6141	1,4248	79	0,6064	1,4251
			37	0,6137	1,4249	80	0,6063	1,4251
			38	0,6134	1,4249	81	0,6063	1,4251
			39	0,6130	1,4249	82	0,6062	1,4251
			40	0,6127	1,4249	83	0,6061	1,4251
			41	0,6124	1,4249	84	0,6061	1,4251
			42	0,6121	1,4249	85	0,6060	1,4251
			43	0,6118	1,4249	86	0,6059	1,4251
			44	0,6115	1,4250	87	0,6058	1,4251
			45	0,6113	1,4250	88	0,6058	1,4251
			46	0,6110	1,4250	89	0,6057	1,4251
			47	0,6108	1,4250	90	0,6056	1,4251
			48	0,6106	1,4250	91	0,6055	1,4251
			49	0,6104	1,4250	92	0,6055	1,4251
			50	0,6102	1,4250	93	0,6054	1,4251
			51	0,6100	1,4250	94	0,6053	1,4251
			52	0,6098	1,4250	95	0,6053	1,4251
			53	0,6096	1,4250	96	0,6053	1,4251
			54	0,6094	1,4250	97	0,6053	1,4251
			55	0,6092	1,4250	98	0,6052	1,4251
			56	0,6091	1,4250	99	0,6052	1,4251
			57	0,6089	1,4251	100	0,6052	1,4251

Таблица 13

Низкий зуб $k = 0,8$
Угол зацепления $\alpha = 22,5$ Модуль $m = 1$

Поправка $\Delta k_1 = +0,2$ Высота головки $h = 1,0000$ Толщина зуба $s = 1,7365$			Поправка $\Delta k_2 = -0,2$ Высота головки $h = 0,6000$ Толщина зуба $s = 1,4051$					
z	h'	s'	z	h'	s'	z	h'	s'
8	1,0939	1,7229	12	0,6412	1,4019	54	0,6091	1,4050
9	1,0835	1,7257	13	0,6380	1,4020	55	0,6090	1,4050
			14	0,6353	1,4027	56	0,6088	1,4050
			15	0,6329	1,4030	57	0,6087	1,4050
			16	0,6308	1,4033	58	0,6085	1,4050
			17	0,6290	1,4035	59	0,6084	1,4050
			18	0,6274	1,4037	60	0,6082	1,4050
			19	0,6260	1,4038	61	0,6081	1,4050
			20	0,6247	1,4039	62	0,6080	1,4050
			21	0,6235	1,4040	63	0,6079	1,4050
			22	0,6224	1,4041	64	0,6077	1,4050
			23	0,6215	1,4042	65	0,6076	1,4050
			24	0,6206	1,4043	66	0,6075	1,4050
			25	0,6197	1,4044	67	0,6074	1,4050
			26	0,6190	1,4044	68	0,6073	1,4050
			27	0,6183	1,4045	69	0,6072	1,4050
			28	0,6176	1,4045	70	0,6071	1,4050
			29	0,6170	1,4045	71	0,6070	1,4050
			30	0,6164	1,4046	72	0,6069	1,4050
			31	0,6159	1,4046	73	0,6068	1,4050
			32	0,6154	1,4047	74	0,6067	1,4050
			33	0,6150	1,4047	75	0,6066	1,4050
			34	0,6145	1,4047	76	0,6065	1,4050
			35	0,6142	1,4047	77	0,6064	1,4050
			36	0,6137	1,4047	78	0,6063	1,4050
			37	0,6133	1,4048	79	0,6062	1,4050
			38	0,6130	1,4048	80	0,6062	1,4050
			39	0,6126	1,4048	81	0,6061	1,4050
			40	0,6123	1,4048	82	0,6060	1,4050
			41	0,6120	1,4048	83	0,6060	1,4050
			42	0,6117	1,4048	84	0,6059	1,4050
			43	0,6115	1,4049	85	0,6058	1,4050
			44	0,6112	1,4049	86	0,6057	1,4051
			45	0,6110	1,4049	87	0,6056	1,4051
			46	0,6107	1,4049	88	0,6056	1,4051
			47	0,6105	1,4049	89	0,6055	1,4051
			48	0,6103	1,4049	90	0,6055	1,4051
			49	0,6101	1,4049	91	0,6054	1,4051
			50	0,6099	1,4049	92	0,6054	1,4051
			51	0,6097	1,4049	93	0,6053	1,4051
			52	0,6095	1,4049	94	0,6052	1,4051
			53	0,6093	1,4049	95	0,6052	1,4051
						96	0,6051	1,4051
						97	0,6051	1,4051
						98	0,6050	1,4051
						99	0,6050	1,4051
						100	0,6050	1,4051

Таблица 14

Низкий зуб $k = 0,8$
Угол зацепления $\alpha = 25^\circ$ Модуль $m = 1$

Поправка $\Delta k_1 = +0,2$ Высота головки $h = 1,0000$ Толщина зуба $s = 1,7573$			Поправка $\Delta k_2 = -0,2$ Высота головки $h = 0,6000$ Толщина зуба $s = 1,3843$					
z	h'	s'	z	h'	s'	z	h'	s'
6	1,2278	1,7323	10	0,6479	1,3798	52	0,6092	1,3841
7	1,0097	1,7389	11	0,6436	1,3806	53	0,6090	1,3841
			12	0,6399	1,3812	54	0,6089	1,3841
			13	0,6368	1,3817	55	0,6087	1,3841
			14	0,6342	1,3820	56	0,6085	1,3841
			15	0,6319	1,3823	57	0,6084	1,3841
			16	0,6299	1,3825	58	0,6082	1,3841
			17	0,6282	1,3827	59	0,6081	1,3841
			18	0,6266	1,3829	60	0,6080	1,3842
			19	0,6252	1,3830	61	0,6078	1,3842
			20	0,6240	1,3832	62	0,6077	1,3842
			21	0,6228	1,3833	63	0,6076	1,3842
			22	0,6218	1,3834	64	0,6075	1,3842
			23	0,6208	1,3834	65	0,6073	1,3842
			24	0,6200	1,3835	66	0,6072	1,3842
			25	0,6192	1,3836	67	0,6071	1,3842
			26	0,6184	1,3836	68	0,6070	1,3842
			27	0,6177	1,3837	69	0,6069	1,3842
			28	0,6171	1,3838	70	0,6069	1,3842
			29	0,6165	1,3838	71	0,6067	1,3842
			30	0,6160	1,3838	72	0,6066	1,3842
			31	0,6154	1,3838	73	0,6066	1,3842
			32	0,6150	1,3838	74	0,6065	1,3842
			33	0,6145	1,3839	75	0,6064	1,3842
			34	0,6141	1,3839	76	0,6063	1,3842
			35	0,6137	1,3839	77	0,6062	1,3842
			36	0,6133	1,3839	78	0,6061	1,3842
			37	0,6129	1,3840	79	0,6061	1,3842
			38	0,6126	1,3840	80	0,6060	1,3842
			39	0,6123	1,3840	81	0,6059	1,3842
			40	0,6120	1,3840	82	0,6059	1,3842
			41	0,6117	1,3840	83	0,6058	1,3842
			42	0,6114	1,3840	84	0,6057	1,3842
			43	0,6111	1,3840	85	0,6056	1,3842
			44	0,6109	1,3841	86	0,6055	1,3842
			45	0,6106	1,3841	87	0,6055	1,3842
			46	0,6104	1,3841	88	0,6054	1,3842
			47	0,6102	1,3841	89	0,6054	1,3842
			48	0,6100	1,3841	90	0,6053	1,3842
			49	0,6098	1,3841	91	0,6052	1,3842
			50	0,6096	1,3841	92	0,6052	1,3842
			51	0,6094	1,3841	93	0,6051	1,3842
						94	0,6051	1,3842
						95	0,6050	1,3842
						96	0,6050	1,3842
						97	0,6049	1,3842
						98	0,6049	1,3842
						99	0,6048	1,3842
						100	0,6048	1,3842

Кроме того высоты головок большого и малого колес могут быть различны, но насколько уменьшена высота головки большого колеса, настолько же увеличивается высота головки меньшего колеса. Коэффициенты коррекции головок по высоте таким образом предусматриваются двух степеней:

$$\Delta k = \pm 0,2 m$$

и

$$\Delta k = \pm 0,4 m$$

соответственно высоты головок будут:

$$h_1 = (k + \Delta k) m \text{ (для меньшей шестерни)}$$

$$h_1' = (k - \Delta k) m \text{ (для большей шестерни)}$$

полная высота зуба $h = (2k + 0,167) m$.

Любой из этих размеров зубьев может быть взят в комбинации с одним из следующих углов зацепления:

$$\alpha = 15^\circ, 17\frac{1}{2}^\circ, 20^\circ, 22\frac{1}{2}^\circ \text{ и } 25^\circ.$$

Для всех этих случаев в таблицах даны измерительные величины основных элементов зуба — высоты его головки h' и толщины его s' по основной окружности, т. е. те величины, задание которых вместе с модулем, числом зубьев и углом зацепления полностью определяет в производстве данную пару шестерен. Эти величины в таблицах подсчитаны для $m = 1$.

Для любого другого модуля m будет:

$$\text{Измерительная высота головки} = h' m$$

$$\text{„ толщина зуба} = s' m.$$

Таблицы на стр. 239 дают конкретные данные для выбора степени коррекции для получения шестерен с минимальным количеством зубьев без подрезания ножек их или с некоторым допустимым подрезанием при минимальной продолжительности зацепления.

Рекомендуется рассчитывать шестерни, построенные по этому методу, по следующей простой формуле:

$$\sigma = \frac{5 k P}{b m},$$

где σ — напряжение изгиба в кг/мм^2 ; k — коэффициент высоты зуба; P — окружное усилие в кг ; b — длина зуба в мм ; m — модуль в мм .

При расчете шестерен по этой формуле напряжение изгиба σ кг/мм^2 можно допускать до временного сопротивления материала и даже выше.

Для суждения об износе зубьев принято проверять шестерни по соответствующим формулам. Однако надежных, общепризнанных зависимостей не имеется. Поэтому можно рекомендовать проверять по силе, приходящейся на 1 мм длины зуба, т. е.

$$p = \frac{P}{b} \text{ кг/мм.}$$

Высокий зуб $k = 1$

Угол зацепления α°	К-т поправки $\Delta k_1 = \Delta k_2 = 0$			К-т поправки $\Delta k_1 = +0,2; \Delta k_2 = -0,2$			К-т поправки $\Delta k_1 = +0,4; \Delta k_2 = -0,4$		
	$z_1 \cdot z_2$	продолж. зацепл. τ	$[z_1 \cdot z_2] \text{ min}$ при $\tau \approx 1$	$z_1 \cdot z_2$	продолж. зацепл. τ	$[z_1 \cdot z_2] \text{ min}$ при $\tau \approx 1$	$z_1 \cdot z_2$	продолж. зацепл. τ	$[z_1 \cdot z_2] \text{ min}$ при $\tau \approx 1$
15°	28-28	1,95	21-21	22-23	1,84	17-26	17-39	1,77	14-30
17°30'	20-20	1,68	16-16	16-25	1,64	13-20	12-28	1,42	11-24
20°	15-15	1,50	12-12	13-19	1,48	11-16	—	—	—
22°30'	12-12	1,35	10-10	10-15	1,35	9-13	—	—	—
25°	10-10	1,30	9-9	8-12	1,27	8-11	—	—	—

Пониженный зуб $k = 0,8$

Угол зацепления α	К-т поправки $\Delta k_1 = \Delta k_2 = 0$			К-т поправки $\Delta k_1 = +0,2; \Delta k_2 = -0,2$		
	$z_1 \cdot z_2$	продолж. зацепл. τ	$[z_1 \cdot z_2] \text{ min}$ при $\tau \approx 1$	$z_1 \cdot z_2$	продолж. зацепл. τ	$[z_1 \cdot z_2] \text{ min}$ при $\tau \approx 1$
15°	22-22	1,50	18-18	17-28	1,50	15-24
17°30'	16-16	1,33	14-14	12-20	1,30	12-19
20°	13-13	1,20	12-12	9-15	1,15	(9-15)
22°30'	10-10	1,10	(10-10)	7-12	1,07	(7-12)
25°	8-8	1,05	(8-8)	6-10	1,00	(6-10)

Примечание. Для случая $(z_1 \cdot z_2) \text{ min}$ с продолжительностью зацепления $\tau \approx 1$ зубья получаются с некоторым подрезом ножек.

Допускается p до 40—50 кг/мм при окружной скорости до 1 м/сек . При больших скоростях величина p должна быть соответственно уменьшена.

Подробнее с методами расчета зубьев на износ можно ознакомиться, например, по статье проф. Заславского „Вестник инженеров и техников“ № 3, 1936 г., Авто-тракторный справочник, т. IV или по учебнику акад. Чудакова „Расчет автомобиля“.

5. Назначение материала для шестерен

Для шестерен в коробках передач употребляются, как было сказано в самом начале, высококачественные легированные стали довольно разнообразных химических составов. В основном все их можно разделить на два основных класса — стали цементируемые и стали нецементируемые. Согласно инструкции американского о-ва по термообработке стали ASST для изготовления цементируемых автомобильных и других ответственных

ных передаточных шестерен рекомендуется применять стали следующих составов.

№ стали	C	Mn	P	S	Ni	Cr	V	Mo
	в процентах							
1	0,10—0,20	0,30—0,60	0,045	0,050	—	—	—	—
2	0,10—0,20	0,30—0,60	0,040	0,045	1,25—1,75	—	—	—
3	0,10—0,20	0,30—0,60	0,040	0,045	3,25—3,75	—	—	—
4	до 0,17	0,30—0,60	0,040	0,045	4,50—5,25	—	—	—
5	0,10—0,20	0,30—0,60	0,040	0,045	1,00—1,50	0,45—0,75	—	—
6	0,12—0,20	0,55—0,75	0,040	0,040	—	0,70—1,00	0,15—0,20	—
7	0,10—0,20	0,30—0,50	0,040	0,045	1,25—1,75	—	—	0,20—0,30
8	0,05—0,16	0,30—0,60	0,040	0,045	3,75—4,25	1,25—1,75	—	—

Для закаливаемых в масле шестерен рекомендуются стали:

№ стали по SAE	C	Mn	P _{max}	S _{max}	Ni	Cr	V
	в процентах						
2345	0,40—0,50	0,5—0,8	0,04	0,045	3,25—3,75	—	—
3250	0,45—0,55	0,3—0,6	0,04	0,040	1,5—2,0	0,9—1,25	—
5150	0,45—0,55	0,5—0,8	0,04	0,045	—	0,9—1,1	—
6150	0,45—0,55	0,5—0,8	0,04	0,040	—	0,8—1,1	0,15
3150	0,45—0,55	0,5—0,8	0,04	0,045	1,0—1,5	0,45—0,75	—

Пример. Расчет на прочность шестерен в трехступенчатой коробке передач для мотоцикла, приведенного в предыдущих примерах. Максимальный крутящий момент, передаваемый от двигателя через дисковую муфту на вал коробки передач, равен $M_{кр\ max} = 257\ кгсм$.

Передаточное отношение (теоретическое) в коробке передач:

$$1:1,73:3.$$

В большинстве случаев на практике приходится несколько отступать от теоретически вычисленных передаточных отношений, так как числа зубьев на шестернях должны быть числами целыми, модули шестерен должны быть взяты по стандарту, а суммы радиусов каждой двух попарно-работающих шестерен должны быть равны расстоянию между валами в коробке передач. Иначе это требование может быть выражено, при постоянстве модулей, уравнением:

$$z_1 + z_1' = z_2 + z_2' = z_3 + z_3' = \dots = \text{const.}$$

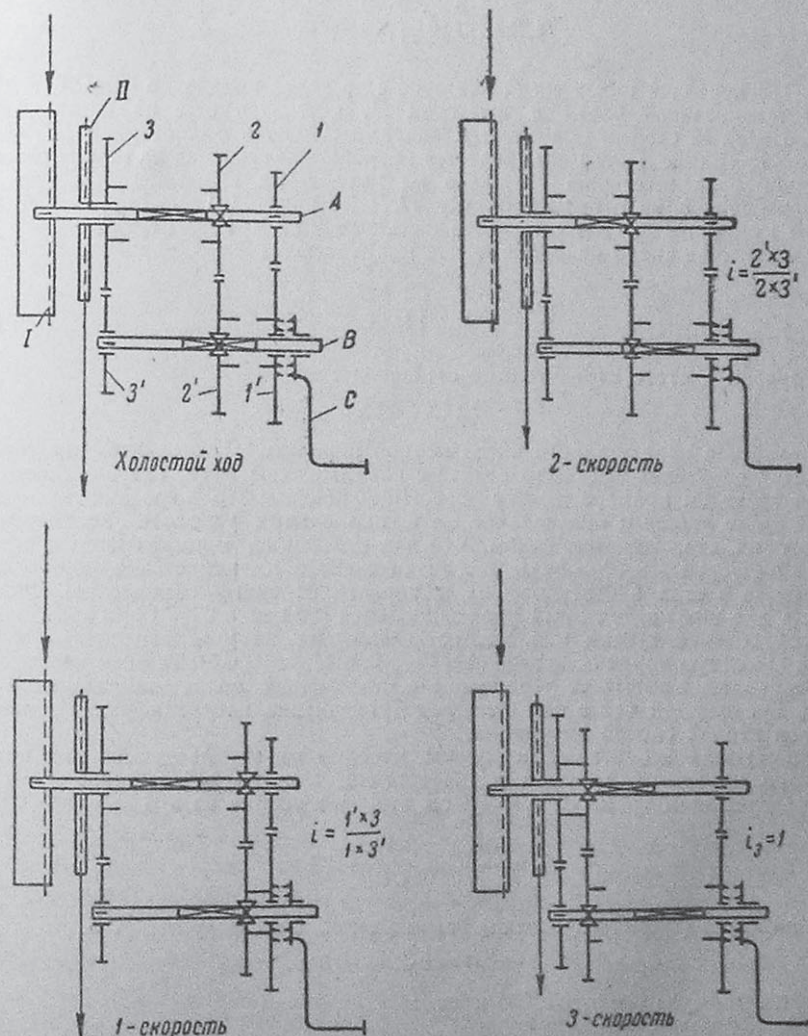
Кроме того обычно несколько сближают числа второй передачи и прямой, так как вычисленное из условий максимальной нагрузки передаточное число 2-й передачи оказывается слишком большим для нормальных условий, в которых чаще приходится пользоваться второй передачей.

Для мотоциклетных коробок, наиболее употребительны следующие модули:

$$2; 2,25; 2,5; 2,75; 3; 3,25; 3,5.$$

Конструктивно оформляя коробку передач, как это показано на схеме фиг. 204, подбираем для шестерен следующие числа зубьев и модули, откуда определяются и их радиусы.

	Зубчатка					
	1-я пара		2-я пара		3-я пара	
	1	1'	2	2'	3	3'
Модуль	2	2	2	2	2,75	2,75
Число зубьев	14	30	21	23	19	13
Радиус шестерен мм	14	30	21	23	26,125	17,875
Расстояние между осями шестерен мм	44		44		44	



Фиг. 204. Схема коробки передач к примерному расчету шестерен.

При этих числах зубьев получаются несколько иные передаточные отношения, как это видно из дальнейших расчетов, чем были подсчитаны в примере на стр. 215. На высшей (прямой) передаче $i_3 = 1$, так как шестерни в передаче крутящего момента не участвуют. Шестерня 2, сидящая на шлицованном участке вала A , сцепляясь кулачками на своей боковой поверхности с соответствующими кулачками шестерни 3, служит только как бы кулачковой муфтой, передающей вращение с вала A на цепную зубчатку II , наглухо соединенную с шестерней 3. На валу A на шпонке сидит дисковая муфта I , таким образом зубчатка II вращается с тем же числом оборотов, что и дисковая муфта I .

На 2-й передаче вращение с вала A передается на шестерню 2, которая еще не сошла со шлицованной части вала A . Шестерня 2 передает вращение на шестерню 2', которая находится в этот момент также на шлицованном участке вала B . На валу B на шпонке сидит шестерня 3', передающая вращение на шестерню 3, а следовательно, и на цепную зубчатку II . Таким образом передаточное число выразится дробью

$$i_2 = \frac{2' \cdot 3}{2 \cdot 3'} = \frac{23 \cdot 19}{21 \cdot 13} = 1,6.$$

На 1-й передаче шестерня 2, двигаясь еще далее вправо по валу A , сойдет с его шлицованной части, а шестерня 2', оставаясь еще на шлицованном участке вала B , своими боковыми кулачками сцепится с шестерней 1'. Таким образом вращение с вала A передается посредством сидящей на нем на шпонке шестерни 1 на шестерню 1', далее по валу B на шестерню 3', а с нее на шестерню 3, т. е. на цепную зубчатку II . Шестерня 2' здесь служит только как бы кулачковой муфтой, подобно шестерне 2 на прямой передаче.

Передаточное число на 1-й передаче получается:

$$i_1 = \frac{1' \cdot 3}{1 \cdot 3'} = \frac{30 \cdot 19}{14 \cdot 13} = 3,13.$$

Получаем в итоге передаточные отношения:

$$1 : 1,6 : 3,13.$$

Увеличение передаточного числа первой передачи должно быть проверено по запасу сцепления ведущего колеса с поверхностью пути, как это было сделано в числовом примере на стр. 216. Приближение 2-й передачи к прямой делает более удобным пользование ею в нормальных условиях. Рассматривая таблицу на стр. 239, мы видим, что для избежания, при выбранных числах зубьев шестерен 1 и 3' — 14 и 13, значительного их подрезания, необходимо прибегнуть в этих зубчатых парах к коррегированному зацеплению. Можно принять для них увеличенный угол зацепления (не менее $22\frac{1}{2}^\circ$) при нормальных высотах головок зубьев или же, останавливаясь на угле зацепления в 20° , ввести высотную коррекцию зуба ($\Delta k_1 = +0,2$, $\Delta k_2 = -0,2$). Так как увеличение угла зацепления вызывает увеличение составляющей силы, направленной по линии, проходящей через оси шестерен (увеличение нагрузки валов), то мы выберем второй способ коррекции.

Рассчитывая зубчатки 1 и 1', мы исходим из передаваемого ими максимального крутящего момента для шестерни 1 на валу A , равного 257 кгсм. При радиусе этой зубчатки $r_1 = 1,4$ см это дает усилие на зуб

$$P_1 = \frac{M_{кр}}{r_1} = \frac{257}{1,4} = 183 \text{ кг.}$$

Длину зуба (ширину зубчатки) берем равной пяти модулям, т. е.

$$b = 5m = 5 \cdot 2 = 10 \text{ мм.}$$

тогда по формуле (см. стр. 238) имеем:

$$\sigma = \frac{5 \cdot 1 \cdot 183}{10 \cdot 2} = 45,5 \text{ кг/мм}^2.$$

Однако более опасный случай будет для этой пары шестерен при работе стартером.

Длина рычага стартера 14 см. Вес водителя, как и ранее, принимаем 70 кг. Отсюда передаваемый от стартера на шестерню 1' крутящий момент будет:

$$M_c = 70 \cdot 14 = 980 \text{ кгсм.}$$

При радиусе шестерни 1' в 3 см этот момент даст усилие на зуб

$$P_{1'} = \frac{980}{3} \approx 326 \text{ кг.}$$

В этих условиях напряжение на изгиб в зубе шестерни будет:

$$\sigma = \frac{5 \cdot 1 \cdot 326}{10 \cdot 2} = 81,5 \text{ кг/мм}^2,$$

что потребует весьма высококачественного материала. Поэтому более рационально здесь пойти на удлинение зуба до $8m = 16$ мм, что даст снижение напряжения до

$$\sigma = \frac{5 \cdot 1 \cdot 326}{16 \cdot 2} = 51 \text{ кг/мм}^2;$$

это уже допустимо.

Зубчатая пара 3' — 3 передает с вала B момент, определяемый формулой

$$(M_{кр})' = M_{кр} \frac{30}{14} \cdot \eta = 257 \frac{30}{14} \cdot 0,97 = 532 \text{ кгсм.}$$

где $\eta = 0,97$ — к. п. д. зубчатой передачи 1 — 1'.

Так как радиус зубчатой шестерни 3' равен 17,875 мм, то окружное усилие на ней будет

$$P' = \frac{(M_{кр})'}{r} = \frac{532}{17,875} \approx 298 \text{ кг.}$$

Взяв для нее $b = 5m = 5 \cdot 2,75 \approx 13,5$ мм, получим

$$\sigma = \frac{5 \cdot k \cdot P'}{b \cdot m} = \frac{5 \cdot 1 \cdot 298}{13,5 \cdot 2,75} = 40 \text{ кг/мм}^2.$$

Пара шестерен 2 — 2' на второй передаче передает тот же максимальный момент с вала A , равный 257 кгсм. Окружное усилие на шестерне 2 будет

$$P'' = \frac{257}{2,1} = 122 \text{ кг.}$$

Для этой шестерни можно принять $b = 4m = 4 \cdot 2 = 8$ мм, откуда

$$\sigma = \frac{5 \cdot 1 \cdot 122}{8 \cdot 2} \approx 38 \text{ кг/мм}^2.$$

Остается определить размеры зубьев по высоте и толщине, соответствующие выбранному модулю и способу коррекции. Для шестерни 1 при модуле 2, угле зацепления $\alpha = 20^\circ$, числе зубьев $z = 14$ определяем по таблице калибров:

$$\begin{aligned} \text{Измерительная высота головки } H &= h' \cdot m = 1,2525 \cdot 2 = 2,505 \text{ мм} \\ \text{„ толщина зуба } S &= s' \cdot m = 1,7121 \cdot 2 = 3,4242 \text{ мм} \end{aligned}$$

Для шестерни 1' с числом зубьев $z = 30$ по этой же таблице имеем:

$$\begin{aligned} \text{Измерительная высота головки } H_1 &= 0,8169 \cdot 2 = 1,6338 \text{ мм} \\ \text{„ толщина зуба } S_1 &= 1,4247 \cdot 2 = 2,8494 \text{ мм} \end{aligned}$$

Пользуясь соответствующими таблицами, нетрудно аналогичным способом определить требуемые размеры и для остальных шестерен в коробке.

6. Механизм переключения передач

Передвижение шестерен или кулачковых муфт, производящих включение той или другой передачи, может производиться разнообразными способами. Чаще всего применяются следующие:

а) Рычаг, ось вращения которого выведена наружу картера коробки передач (см. фиг. 202).

б) Червячный валик, обычно с несколькими нитками с очень большим углом подъема (как в коробке Л-8, фиг. 199).

в) Валик со специальной профрезерованной канавкой (как в коробке АМ-600, фиг. 200). Применяется для четырехскоростных коробок, где необходимо сообщать движение попеременно двум муфтам или парам шестерен.

г) Плоская шайба, имеющая фасонную профрезерованную канавку. Применяется также для четырехскоростных коробок.

При всех этих конструкциях включение от первой до последней передачи, последовательно, происходит при перемещении рукоятки в одной плоскости на некоторый угол.

В некоторых конструкциях (главным образом блокмоторах) почти полностью повторяется перемена передач по типу автомобильной, с качающимся рычагом. Рукоятка рычага выведена в кулису, прикрепленную к раме мотоцикла и имеющую Н-образный прорез, направляющий движение рычага.

До последнего времени управление переменной передач производилось, главным образом, ручным рычагом, укрепленным на картере коробки или же вынесенным на раму и имеющим более или менее сложную рычажную передачу к валику коробки, непосредственно производящему передвижение шестерен или муфт. В настоящее время все большее распространение получает ножное переключение передач, которое позволяет манипулировать передачами, не снимая руки с руля.

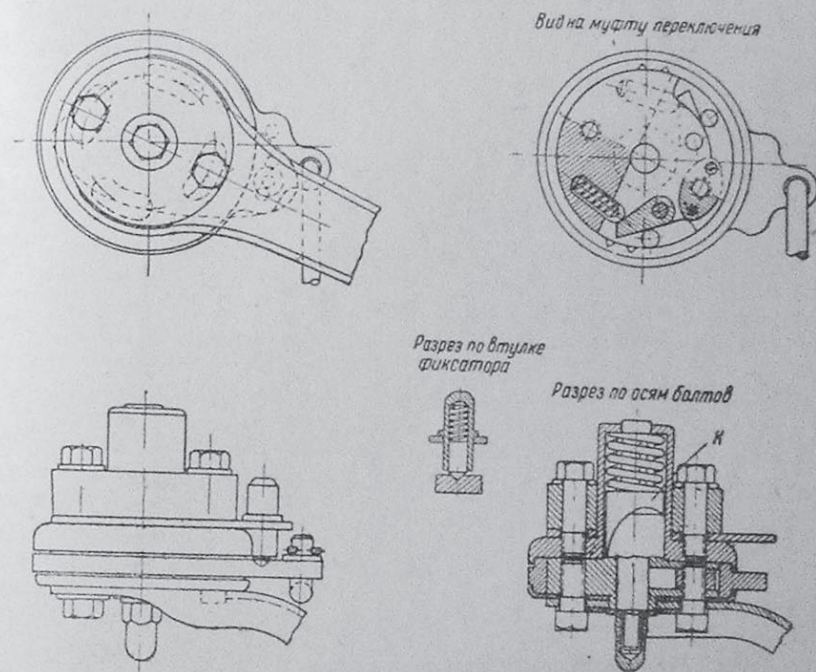
Простейшее ножное переключение принципиально ничем не отличается от ручного, кроме вида рычага, перестановка которого на тот или иной угол производится нажимом или поднятием ноги.

Непременное условие при этой конструкции — особенно четкая работа фиксатора передач, моменты включения которого должны хорошо чувствоваться при переключении ногой. Передвижение рычага ногой допускает более жесткую пружину фиксатора.

Такая система ножного переключения применяется только в дешевых, маломощных мотоциклах. Все специально ножные переключения в сущности сводятся к одному принципу, так или иначе только конструктивно оформленному. Для поворота рычажка или валика переключения передач применены две собачки, одна из которых вступает в работу при передвижении педали вниз (всегда на один и тот же угол), а другая — при поднятии педали вверх опять на такой же угол. Особый механизм возвращает педаль в основное положение. Таким образом при последующих нажатиях педали вниз, всегда до отказа, на один и тот же угол, последовательно включается вторая, третья и четвертая передачи, а при последовательных качаниях (поднятиях) педали вверх — третья, вторая и первая передачи. При этой системе невозможно попадание непосредственно с первой на третью или четвертую передачи, так как

для этого нужно два или три последовательных качания педали на один и тот же угол.

Отрицательным свойством ножного переключения является несколько затруднительная перестановка на нейтральное положение, которое обычно находится между первой и второй передачами. Для попадания на это положение нужно сделать неполное качание педали вниз, при положении на первой передаче, или же неполное качание вверх — при положении коробки на второй передаче.



Фиг. 205. Детали ножного переключения передач мотоцикла Л-8.

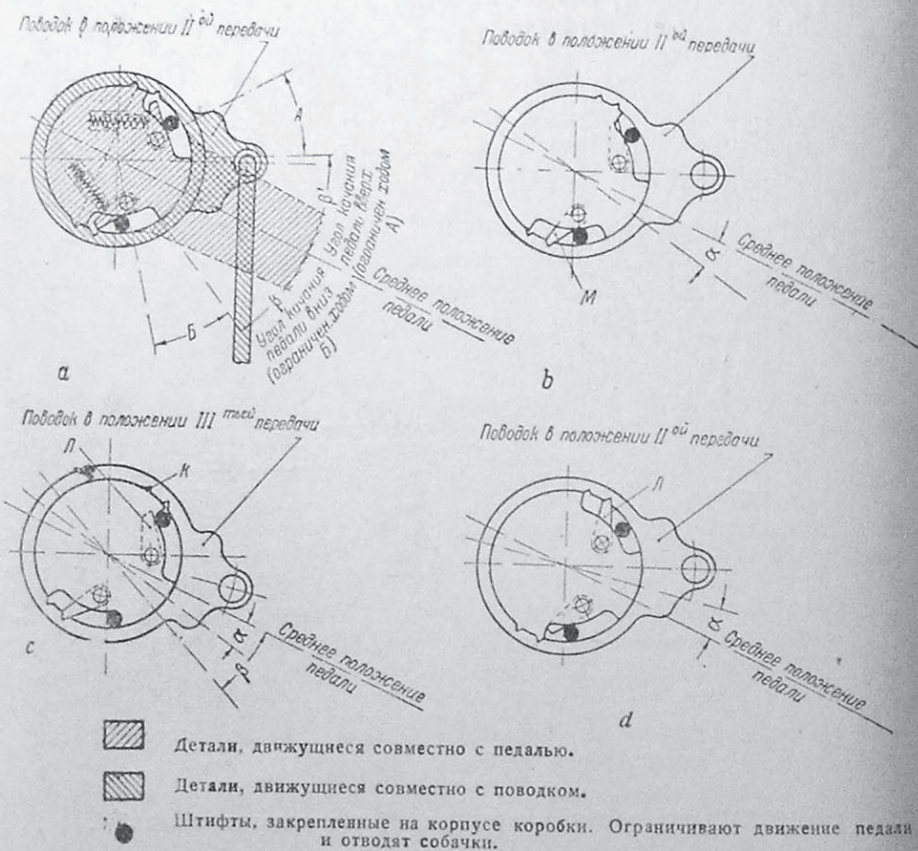
Для перехода с положения четвертой передачи на нейтральное, таким образом, приходится сделать два полных движения педали — для перестановки на вторую передачу, и еще неполное качание педали — для перестановки в нейтральное положение.

Некоторые германские фирмы применяют и обратный порядок при управлении передачами: нажатие педали вниз производит перестановку последовательно на третью, вторую и первую передачи. Сама педаль в этих конструкциях перенесена на левую сторону машины.

На фиг. 205 изображены детали ножного переключения мотоцикла Л-8. Работа механизма поясняется схемой фиг. 206. Обратное передвижение педали переключения производится клиновой ползушкой (k на фиг. 205), передвигающейся по шлицевому валику под действием пружины, отжатой при повороте педали.

7. Цепная передача

Цепная передача в подавляющем большинстве случаев осуществляется роликовыми цепями. Размеры цепей в настоящее время стандартизованы и за немногими исключениями выполняются в дюймовой



Фиг. 206. Схема работы ногого переключения передач мотоцикла Л-8.

б — Педаль отклонилась вниз на угол мертвого хода α . Собачка М полностью вошла в зацепление с поводком. Начинается движение поводка со II на III передачу.

в — Педаль отклонилась вниз на полный угол хода β . Собачка передвинула поводок из положения II передачи на III передачу. Угол хода поводка ($\beta - \alpha$). Педаль, будучи отпущена, пружиной вернется в среднее положение.

Если потом педаль из среднего положения поднять на угол β' вверх, то собачка Л войдет в зацепление в паз К и передвинет поводок обратно в положение II передачи.

д — Педаль отклонилась вверх на угол мертвого хода α'' . Собачка Л полностью вошла в зацепление с поводком. Начинается движение поводка со II на I передачу.

мере, так как первоначально производство их было налажено в Англии и отчасти в США. Английские цепи и по сию пору считаются лучшими. Основными размерами, характеризующими цепную передачу, служат шаг цепи и ее ширина, причем последняя величина указывается как номинальная.

Чаще всего применяются следующие три размера:

$$\begin{array}{l} \frac{1}{2}'' \times \frac{5}{16}'' \text{ — для легких моделей} \\ \frac{5}{8}'' \times \frac{1}{4}'' \text{ — " средних " } \\ \frac{5}{8}'' \times \frac{3}{8}'' \text{ — " тяжелых машин. } \end{array}$$

Весьма часто первую цепь (от двигателя к коробке передач) ставят более слабую и с меньшим шагом, чем вторую — от коробки передач к заднему колесу, так как передаваемое ею усилие меньше, чем проходящее на эту последнюю, а более легкая мелкозвенная цепь лучше работает при больших скоростях, с которыми движется эта первая цепь.

Вообще же предел нагрузки для цепи определяется не только ее механической прочностью, т. е. разрывающим ее усилием, а также износом ее, зависящим от скорости цепи, диаметра цепных зубчаток, точности обработки их зубьев и общих условий работы цепи, как то: наличием амортизатора, степенью предохранения от грязи и пыли, качеством смазки. Далее даны таблицы (стр. 247—248), составленные по данным объединенных заводов Repold, Coventry и Brampton, на основании которых можно подобрать цепь наиболее подходящих размеров для разных условий работы. Кроме того в таблице на стр. 250, приведены более подробные данные о цепях тех же заводов, по которым можно определить допускаемое для цепи усилие в зависимости от выбранного запаса прочности.¹

При проектировании цепной передачи необходимо иметь в виду возможность регулирования натяжения цепи, а также легкость контроля этого натяжения в случае закрытой кожухом передачи.

Передача на верхний кулачковый валок			Передача на магнето			Передача на динамо				
Фабр. № цепи	Размер цепи (шаг \times шир.)	Миним. колич. зубьев на звездочках	Фабр. № цепи	Размер цепи (шаг \times шир.)	Миним. колич. зубьев на звездочках	Тип передачи	Фабр. № цепи	Размер цепи (шаг \times шир.)	Миним. колич. зубьев на звездочках	Условия передачи
110036	$\frac{3}{8}'' \times \frac{7}{32}''$	17	170040 или 170044 или 110036	$\frac{1}{2}'' \times \frac{1}{8}''$ $\frac{1}{2}'' \times \frac{3}{16}''$ $\frac{3}{8}'' \times \frac{7}{32}''$	15 17	Норм. Особо- плавн.	110036	$\frac{3}{8}'' \times \frac{7}{32}''$	17	до 5000 об/мин. свыше 5000 об/мин. и при наличии маслян. ванны или при смазке под давл. ением
							114500	$8 \text{ мм} \times 3 \text{ мм}$	19	

¹ Германские нормы на роликовые цепи и зубчатки приведены в табл. 42 и 43 (стр. 416—418).

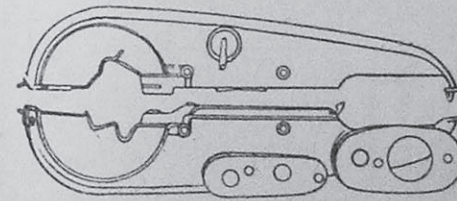
Объем цилиндров двигателя см ³	Передача от двигателя к коробке передач				Передача от коробки передач к ведущему колесу		
	Фабр. № цепи (см. табл. стр. 250)	Размер цепи (шаг × шир.)	Миним. колич. зубьев на звездочках	Тип передачи	Фабр. № цепи (см. табл. стр. 250)	Размер цепи (шаг × шир.)	Миним. колич. зубьев на звездочках
100	170044 110036	$1\frac{1}{2} \times \frac{3}{16}$ $\frac{3}{8} \times \frac{7}{32}$	15 17	нормальн. особо плавн.	170044	$1\frac{1}{2} \times \frac{3}{16}$	17
175	170044 110036	$1\frac{1}{2} \times \frac{3}{16}$ $\frac{3}{8} \times \frac{7}{32}$	17 19	нормальн. особо плавн.	110046	$1\frac{1}{2} \times \frac{5}{16}$	17
250	110046 110036 110046	$1\frac{1}{2} \times \frac{5}{16}$ $\frac{3}{8} \times \frac{7}{32}$ $1\frac{1}{2} \times \frac{5}{16}$	19 23 21	нормальн. особо плавн. нормальн.	110046 110046	$1\frac{1}{2} \times \frac{5}{16}$ $\frac{3}{8} \times \frac{7}{32}$ $1\frac{1}{2} \times \frac{5}{16}$	17 19
350	114036	$\frac{3}{8} \times \frac{7}{32}$ (двойная)	23	особо плавн.	110036	$\frac{5}{8} \times \frac{3}{8}$ (для колясочн.)	17
500	110046 114036	$1\frac{1}{2} \times \frac{5}{16}$ $\frac{3}{8} \times \frac{7}{32}$	23 25	нормальн. особо плавн.	110056	$\frac{5}{8} \times \frac{3}{8}$	17
750 (двухцил.)	110046 114036	$1\frac{1}{2} \times \frac{5}{16}$ $\frac{3}{8} \times \frac{7}{32}$	25 25	нормальн. особо плавн.	110056	$\frac{5}{8} \times \frac{3}{8}$	17
1000 (двухцил.)	114046	$1\frac{1}{2} \times \frac{5}{16}$ (двойная)	23	нормальн.	110066	$\frac{3}{4} \times \frac{7}{16}$	17
Свыше 1000	116036 114046	$\frac{3}{8} \times \frac{7}{32}$ (тройная) $1\frac{1}{2} \times \frac{5}{16}$ (двойная)	27 23	особо плавн.	110066 110066	$\frac{3}{4} \times \frac{7}{16}$ $\frac{3}{4} \times \frac{7}{16}$	17 19

Правильное натяжение цепи и совпадение в одной плоскости обеих, ведущей и ведомой, зубчаток — основные условия долговременной службы цепи. Для возможности натяжения цепи в мотоцикле обычно и коробка передач и заднее колесо могут несколько перемещаться по раме.

Для того чтобы при вытяжке цепи можно было укорачивать цепь, не прибегая к переходному половинному звену, следует делать величину этого передвижения в раме не менее двойного шага цепи, т. е. например при цепи $\frac{5}{8} \times \frac{3}{8}$ — не менее 32 мм. Необходимо фиксировать и колесо и коробку передач при помощи надежных упоров (например, упорных винтов, которыми можно также производить регулировку натяжения цепей).

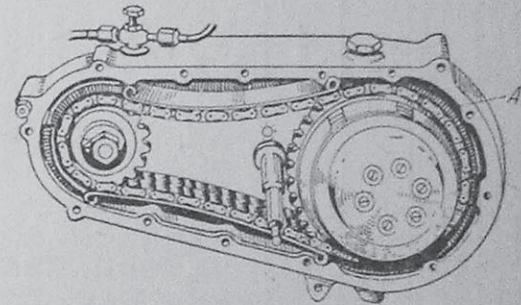
Натяжение цепей, в особенности задней, настолько значительно, что нельзя рассчитывать на сохранение правильной установки за счет одного лишь затягивания крепящих гаек оси колеса.

Весьма желательно гарантировать правильное натяжение цепей вне зависимости от внимания и ухода водителя. Для передней цепи (от двигателя к коробке передач) в некоторых конструкциях применяют



Фиг. 208. Кожух для задней цепной передачи, полностью закрытой.

для этого специальные выгнутые пластинки, стягиваемые пружиной, которые нажимом на цепь сохраняют некоторое постоянное ее натяжение. Такая конструкция изображена на фиг. 207. Цепь в этом случае должна работать в масляной ванне. Вообще для передней цепи, ввиду больших скоростей ее движения, не следует применять простые, не закрытые герметически щитки, хотя бы даже и при подаче масла на цепь под давлением или капельником. Устройство масляной ванны или хотя бы полностью закрывающих щитков весьма желательно и для задней цепи, но конструктивное решение этой задачи затруднительно. Известна удачная конструкция такого щитка английской фирмы Sunbeam (фиг. 208), но в ней, вследствие своеобразной конструкции коробки передач, обе цепи расположены по разным сторонам рамы, чем облегчается устройство этого щитка. Устройство полностью закрытой задней цепи целесообразно только при наличии легко съемного заднего колеса. Слабой стороной всех конструкций щитков, закрывающих полностью заднюю цепь, является то, что при разрывах цепи щитки сильно деформируются и увеличивают опасность заклинивания цепи и колеса.



Фиг. 207. Цепная передача от двигателя к коробке передач с приспособлением для постоянного натяжения цепи.

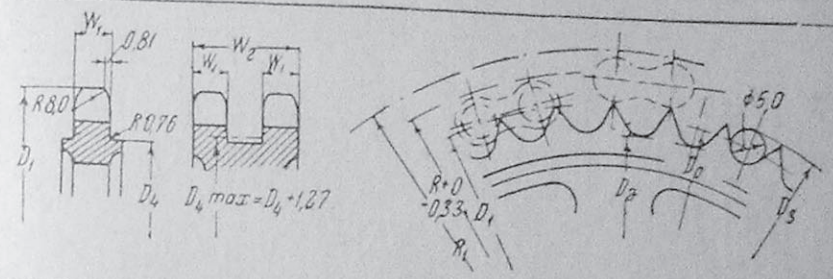
Фабрич. № цепи	Торг. обозна- чен. (шаг. X шир.)	Шаг		Диаметр роликов		Ширина				Разрыв. кс	Вес кг/м пог.	
		Цепь		между пласт.		наружная (без заклепок)		Зубчатка				
		Дм.	ММ	Дм.	ММ	Дм.	ММ	Дм.	ММ			
110034	3/8" X 5/16"	0,375	9,53	0,25	6,35	0,155	3,94	0,52	13,21	0,141	3,58	0,342
110036	3/8" X 7/16"	0,375	9,53	0,25	6,35	0,225	5,72	0,6	15,29	0,210	5,33	0,387
110044	1/2" X 5/16"	0,5	12,7	0,335	8,51	0,205	5,21	0,65	16,51	0,189	4,80	0,551
110046	1/2" X 7/16"	0,5	12,7	0,335	8,51	0,305	7,75	0,76	19,30	0,285	7,24	0,655
110054	5/8" X 3/8"	0,625	15,88	0,4	10,16	0,38	9,65	0,87	17,78	0,237	6,02	0,670
110056	5/8" X 7/16"	0,625	15,88	0,4	10,16	0,46	11,68	0,96	22,10	0,356	9,04	0,848
110058	1" X 3/8"	0,75	19,05	0,475	12,07	0,46	11,68	0,96	24,32	0,433	11,00	1,161
110048	1" X 7/16"	0,75	19,05	0,475	12,07	0,521	13,21	1,01	25,65	0,489	12,00	1,200
110058	1" X 1/2"	0,75	19,05	0,475	12,07	0,521	13,21	1,01	25,65	0,489	12,00	1,200
110059	1" X 3/8"	0,75	19,05	0,475	12,07	0,521	13,21	1,01	25,65	0,489	12,00	1,200
11009	1" X 7/16"	0,75	19,05	0,475	12,07	0,521	13,21	1,01	25,65	0,489	12,00	1,200
114036	двойная 1 1/2" X 7/16"	0,375	9,53	0,25	6,35	0,225	5,72	0,41	10,41	0,106	2,69	0,164
114046	двойная 1 1/2" X 7/16"	0,5	12,7	0,335	8,51	0,306	7,75	0,63	16,00	0,106	2,69	0,31
116036	тройная 1 1/2" X 7/16"	0,375	9,53	0,25	6,35	0,225	5,72	0,55	13,97	0,117	2,97	0,31
110500	8 ММ X 3 ММ	8,0	8,0	5,0	5,0	0,118	3,0	0,41	10,41	0,106	2,69	0,164
114500	8 ММ X 3 ММ	8,0	8,0	5,0	5,0	0,118	3,0	0,63	16,00	0,106	2,69	0,31
170040	двойная 1 1/2" X 1/8"	0,5	12,7	0,305	7,75	0,13	3,30	0,55	13,97	0,117	2,97	0,31
170044	двойная 1 1/2" X 3/16"	0,5	12,7	0,305	7,75	0,192	4,88	0,61	15,49	0,176	4,97	0,36

для передачи на магнето и динамо

Цепные зубчатки

Шаг — 8 мм, ролик 0,197" (5,00 мм). Простые и двойные

№ цепей 110 500, 11+500



№ цепи	Размеры цепей		Толщина колеса				№ фрез		
	между щечками min	ширина цепи max	W1		W2		число зубьев	диско-вых	червячн.
			max	min	max	min			
110 500	3,00	11,43	2,69	2,54	—	—	9—12	335 001	
114 500	8,64	17,78	2,69	2,54	8,33	8,18	13—19 20 и >	335 002 335 003	

Допуски на диам. D2 и D3; до 50 зубьев + 0 — 0,25; от 51—100 зубьев + 0 — 0,38; от 101 + 0 — 0,51.

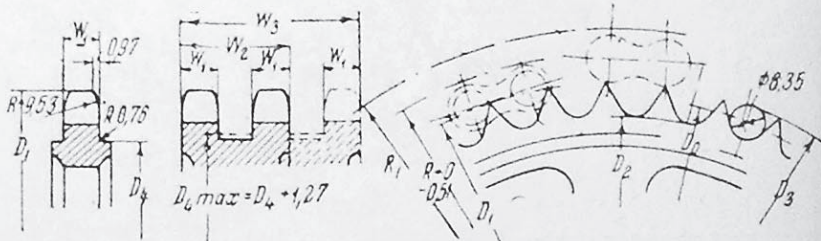
Число зубьев	Началь- ный диам. D0	D1 при нарезке		Диам. впадин D2	D3	Норм. диам. обод. D4	Минималь- ные зазоры	
		дисков. фрезой	червячн. фрезой				R	R1
9	23,39	28,70	27,43	18,39	28,04	13,97	16,51	22,86
10	25,88	30,73	20,97	20,88	30,88	16,51	17,78	24,13
11	28,40	32,77	32,51	23,39	33,12	19,05	19,05	25,40
12	30,91	35,05	35,05	25,91	35,91	21,59	20,32	26,67
13	33,43	38,35	37,59	28,42	38,18	24,13	21,59	27,94
14	35,94	40,64	40,13	30,94	40,94	26,67	23,11	29,21
15	38,48	42,93	42,67	33,48	43,28	29,21	24,38	30,48
16	41,00	45,47	45,21	35,99	46,00	31,50	25,65	31,75
17	43,54	47,75	47,75	38,53	48,36	34,04	26,92	33,02
18	46,08	50,29	50,29	41,07	51,08	36,58	28,19	34,29
19	48,62	52,58	58,83	43,61	53,44	39,12	29,72	35,56
20	51,13	55,88	55,37	46,13	56,13	41,66	30,99	36,83
21	53,67	58,42	57,91	48,67	58,52	44,20	32,26	38,10
22	56,21	60,96	60,45	51,21	61,21	46,74	33,53	39,37
23	58,75	63,50	62,99	53,75	63,63	49,28	35,05	40,64
24	61,29	65,79	65,53	56,29	66,29	51,82	36,32	41,91
25	63,83	68,33	68,07	58,83	68,71	54,36	37,59	43,18
26	66,37	70,87	70,61	61,37	71,37	56,90	38,86	44,45
27	68,91	73,41	73,15	63,91	73,79	59,44	40,39	45,72
28	71,45	75,95	75,69	66,45	76,45	61,98	41,66	46,99
29	73,99	78,49	78,23	68,99	78,89	64,52	42,93	48,26
30	76,53	81,03	80,77	71,53	81,53	67,06	44,20	49,53

Цепные зубчатки

Шаг 0,375" (9,53 мм), релик 0,25" (6,35 мм)

Простые, двойные и тройные

№ цепей 110 034, 110 036, 114 036, 116 036



Размеры цепи			Толщина колеса						№ фрез		
№ цепи	между шечками min	шир. цепи max	W ₁		W ₂		W ₃		число зубьев	диско-вых	чер-вяч.
			max	min	max	min	max	min			
		мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм			
110 034	3,94	15,24	3,58	3,40	—	—	—	—	9—12	330 301	330 300
110 036	5,72	16,51	5,33	5,11	—	—	—	—			
114 036	15,95	27,94	5,33	5,11	15,57	15,34	—	—			
Двойн.	26,19	38,10	5,33	5,11	15,57	15,34	25,81	25,58	20 и >	330 303	330 300
Тройн.											

Допуски для диам. D₂ и D₃: до 50 зубьев + 0 - 0,25; от 51—100 зубцов + 0 - 0,38; от 101 зуба + 0 - 0,51.

Число зубьев	Начальный диам. D ₀	D ₁ при нарезке		Диам. впадин D ₂	D ₃	Норм. диам. обод. D ₄	Минимальные зазоры	
		дисков. фрезой	червяч. фрезой				R	R ₁
		мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм
9	27,84	33,53	31,75	21,49	33,78	15,49	19,56	26,67
10	30,84	35,81	34,80	24,49	37,19	18,80	21,08	27,94
11	33,81	38,61	37,85	27,46	39,80	21,84	22,61	29,21
12	36,80	42,15	40,89	30,45	43,15	24,89	24,13	30,48
13	39,80	44,96	43,94	33,45	45,87	28,19	25,91	33,02
14	42,80	47,75	46,74	36,45	49,15	31,24	27,43	34,29
15	45,82	50,55	49,78	39,47	51,92	34,29	28,96	35,56
16	48,82	53,59	52,83	42,47	55,17	37,34	30,48	36,83
17	51,84	56,39	55,88	45,49	57,96	40,39	32,00	38,10
18	54,86	59,18	58,93	48,51	61,21	43,43	33,78	39,37
19	57,86	62,23	61,98	51,51	64,03	46,48	35,31	40,64
20	60,88	66,29	65,02	54,53	67,23	49,53	36,83	43,18

Продолжение

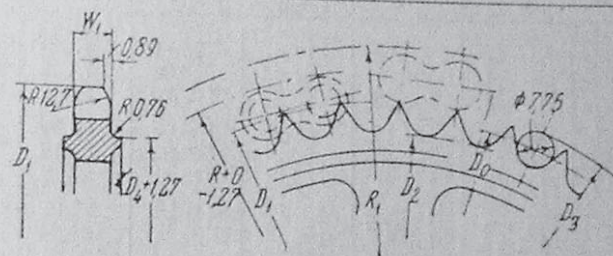
Число зубьев	Начальный диам. D ₀	D ₁ при нарезке		Диам. впадин D ₂	D ₃	Норм. диам. обод. D ₄	Минимальные зазоры	
		дисков. фрезой	червяч. фрезой				R	R ₁
		мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм
21	63,91	69,09	67,82	57,56	70,08	52,58	38,35	41,45
22	66,93	72,14	70,87	60,58	73,28	55,63	40,13	45,72
23	69,95	75,18	73,91	63,60	76,15	58,67	41,66	48,26
24	72,97	78,23	76,96	66,62	79,32	61,72	43,18	49,53
25	76,00	81,03	80,01	69,65	82,19	64,77	44,70	50,80
26	79,02	84,07	83,06	72,67	85,37	67,82	46,48	52,07
27	82,04	86,87	86,11	75,69	88,27	70,87	48,01	53,34
28	85,06	89,92	89,15	78,71	91,41	73,91	49,53	54,61
29	88,09	92,96	92,20	81,74	94,31	76,96	51,05	57,15
30	91,14	96,01	95,25	84,79	97,49	80,01	52,83	58,42
31	94,16	99,06	98,30	87,81	100,38	83,06	54,36	59,69
32	97,18	101,85	101,09	90,83	103,53	86,11	55,88	60,96
33	100,20	104,90	104,14	93,85	106,45	89,15	57,40	62,23
34	103,23	107,95	107,19	96,88	109,58	92,20	59,18	63,50
35	106,25	111,00	110,24	99,90	112,50	95,25	61,71	64,04
36	109,30	114,05	113,28	102,95	115,65	98,30	62,23	67,31
37	112,32	116,84	116,33	105,97	118,57	101,35	63,75	68,58
38	115,34	119,89	119,38	108,99	121,69	104,39	65,53	69,85
39	118,36	122,94	122,43	112,01	124,64	107,44	67,06	71,12
40	121,41	125,98	125,48	115,06	127,76	110,49	68,58	73,66
41	124,43	129,03	128,52	118,08	130,68	113,54	70,10	74,93
42	127,46	132,08	131,57	121,11	133,81	116,59	71,88	76,20
43	130,48	134,87	134,62	124,13	136,75	119,63	73,41	77,47
44	133,53	137,92	137,67	127,18	139,88	122,68	74,93	78,74
45	136,55	140,97	140,46	130,20	142,82	125,73	76,45	80,01
46	139,57	144,02	143,51	133,22	145,92	128,78	78,23	82,55
47	142,60	147,07	146,56	136,25	148,87	131,83	79,76	83,82
48	145,64	150,11	149,61	139,29	151,99	134,87	81,28	85,09
49	148,67	153,16	152,65	142,32	154,94	137,92	83,06	86,36
50	151,69	156,21	155,70	145,34	158,04	140,97	84,58	87,63
51	154,74	159,00	158,75	148,39	161,01	143,76	86,11	90,17
52	157,76	162,05	161,80	151,41	164,11	146,81	87,63	91,44
53	160,78	165,10	164,85	154,43	167,06	149,86	89,41	92,71
54	163,80	168,15	167,89	157,45	170,15	152,91	90,93	93,98
55	166,85	171,20	170,94	160,50	173,13	155,96	92,46	95,25
56	169,88	174,24	173,99	163,53	176,23	159,00	93,98	97,79
57	172,90	177,29	177,04	166,55	179,20	162,05	95,76	99,06
58	175,95	180,34	180,09	169,60	182,30	165,10	97,18	100,33
59	178,97	183,39	182,88	172,62	185,24	168,15	98,81	101,60
60	181,99	186,18	185,93	175,64	188,34	171,20	100,33	102,87

Число зубьев	Началь- ный диам. D_0 <i>мм</i>	D_1 при нарезке		Диам. впадин D_2 <i>мм</i>	D_3 <i>мм</i>	Норм. диам. обод. D_4 <i>мм</i>	Минималь- ные зазоры	
		дисков. фрезой <i>мм</i>	червяч. фрезой <i>мм</i>				R <i>мм</i>	R_1 <i>мм</i>
61	185,04	189,23	188,98	178,69	191,31	174,24	102,11	104,14
62	188,06	192,28	192,02	181,71	194,41	177,29	103,63	106,68
63	191,08	195,33	195,07	184,73	197,38	180,34	105,16	107,95
64	194,13	198,37	198,12	187,78	200,48	183,39	106,68	109,22
65	197,15	201,42	207,17	190,80	203,45	186,44	108,45	110,49
66	200,18	204,47	207,22	193,83	206,53	189,48	109,98	111,76
67	203,20	207,52	207,26	196,85	209,50	192,53	111,51	114,30
68	206,25	210,57	210,31	199,90	212,60	195,58	113,28	115,57
69	209,27	213,61	213,36	202,92	215,57	198,63	114,81	116,84
70	212,29	216,66	216,41	205,94	218,64	201,42	116,33	118,11
71	215,34	219,46	219,46	208,99	221,64	204,47	117,86	119,38
72	218,36	222,50	222,50	212,01	224,71	207,52	119,63	121,92
73	221,39	225,55	225,30	215,04	227,69	210,57	121,16	123,19
74	224,43	228,60	228,35	218,08	230,78	213,61	122,68	124,46
75	227,46	231,65	231,39	221,11	233,76	216,66	124,21	125,73
76	230,48	234,70	234,44	224,13	236,83	219,71	125,98	127,00
77	233,53	237,74	237,49	227,18	239,83	222,76	127,51	129,54
78	236,55	240,79	240,54	230,20	242,90	225,81	129,03	130,81
79	239,57	243,84	243,59	233,22	245,90	228,85	130,56	132,08
80	242,62	246,89	246,63	236,27	248,97	231,90	132,33	133,35
81	245,64	249,68	249,68	239,29	251,94	234,95	134,62	135,89
82	248,67	252,73	252,73	242,35	255,02	238,00	135,89	138,43
83	251,71	255,78	255,78	245,56	258,01	241,05	138,43	141,00
84	254,74	258,83	258,83	248,39	261,09	244,09	139,70	143,57
85	257,76	261,87	261,87	251,41	264,08	247,14	140,97	146,14
86	260,81	264,92	264,92	254,46	267,16	250,19	142,24	148,71
87	263,83	267,97	267,97	257,48	270,13	253,24	143,51	151,28
88	266,85	271,02	270,76	260,50	273,20	256,03	144,78	153,85
89	269,90	274,07	273,81	263,55	276,20	259,08	146,05	156,42
90	272,92	277,11	276,86	266,57	279,27	262,13	148,59	159,00

Шаг 0,5" (12,70 мм), ролик 0,305" (7,75 мм)

Простые

№ цепей 170 040, 170 044



№ цепи	Размеры цепи		Толщина колеса		№ фрез		
	между щечками тип <i>мм</i>	ширина цепи тах <i>мм</i>	W_1		число зубьев	диско- вых	чер- вячн.
			тах <i>мм</i>	тип <i>мм</i>			
170 040	3,30	15,24	2,97	2,79	9—12	330 411	330 410
170 044	4,88	17,78	4,47	4,27	13—19	330 412	330 410
					20 и >	330 413	330 410

Допуски для диам. D_2 и D_3 : до 40 зубцов + 0—0,25; от 41—75 зуб. + 0—0,38; от 76 зуба + 0—0,051.

Число зу- бьев	Началь- ный диам. D_0 <i>мм</i>	D_1 при нарезке		Диам. впадин D_2 <i>мм</i>	D_3 <i>мм</i>	Норм. диам. обод. D_4 <i>мм</i>	Минимальные зазоры	
		дисков. фрезой <i>мм</i>	червяч. фрезой <i>мм</i>				R <i>мм</i>	R_1 <i>мм</i>
9	37,13	45,72	43,94	29,39	44,32	24,89	25,91	35,56
10	41,10	49,02	48,01	33,35	48,84	28,96	27,94	38,10
11	45,09	52,58	52,07	37,34	52,37	33,02	30,23	39,37
12	49,07	55,88	55,88	41,33	56,82	36,83	32,26	40,64
13	53,06	60,96	59,94	45,31	60,43	40,89	34,29	43,18
14	56,07	64,77	64,01	49,33	64,82	44,96	36,32	45,72
15	61,09	68,58	68,07	53,34	68,50	49,02	38,61	46,99
16	65,10	72,39	71,88	57,35	72,85	52,83	40,64	49,53
17	69,11	76,20	75,95	61,37	76,56	56,90	42,67	50,80
18	73,13	80,01	80,01	65,38	80,87	60,96	44,96	53,34
19	77,17	83,82	84,07	69,42	84,63	65,02	46,99	55,88
20	81,18	88,90	88,14	73,43	88,93	69,09	49,02	57,15

Число зубьев	Начальный диам. D_0	D_1 при нарезке		Диам. впадин D_2	D_3	Норм. диам. обод. D_4	Минимальные зазоры	
		дисков. фрезой	червячн. фрезой				R	R_1
21	85,22	92,96	92,20	77,47	92,71	73,15	51,31	59,69
22	89,23	96,97	96,01	81,48	96,98	76,96	53,34	62,23
23	93,27	100,84	100,08	85,52	100,79	81,03	55,37	63,50
24	97,31	104,65	104,14	86,56	105,05	85,09	57,66	66,04
25	101,32	108,71	108,20	93,57	108,86	89,15	59,69	67,31
26	105,36	112,78	112,27	97,61	113,11	93,22	61,72	69,85
27	109,40	116,84	116,33	101,65	116,97	97,28	64,01	71,12
28	113,44	120,65	120,40	105,69	121,18	101,35	66,04	73,66
29	117,48	124,71	124,46	109,72	125,04	105,41	68,07	76,20
30	121,49	128,78	128,27	113,74	129,24	109,22	70,36	77,47
31	125,53	132,59	132,33	117,78	133,12	113,28	72,39	80,01
32	129,57	136,65	136,40	121,82	137,31	117,35	74,42	81,28
33	133,60	140,72	140,46	125,86	141,20	121,41	76,71	83,82
34	137,64	144,78	144,53	129,90	145,39	125,48	78,74	85,09
35	141,68	148,59	148,59	133,93	149,28	129,54	80,77	87,63
36	145,72	152,65	152,65	137,97	153,47	133,60	83,06	90,17
37	149,76	156,72	156,72	142,02	157,38	137,67	85,09	91,44
38	153,80	160,78	160,78	146,05	161,54	141,73	87,12	93,98
39	157,84	164,85	164,85	150,09	165,46	145,54	89,41	95,25
40	161,87	168,91	168,65	154,13	169,62	149,61	91,44	97,71
41	165,91	172,72	172,72	158,17	173,53	153,67	93,47	99,06
42	169,95	176,78	176,88	162,20	177,70	156,73	95,76	101,60
43	173,99	180,85	180,85	166,24	181,61	161,80	97,79	104,14
44	178,03	184,91	184,91	170,28	185,78	165,86	99,82	105,41
45	182,07	188,98	188,98	174,32	189,69	169,93	102,11	107,95
46	186,11	193,04	193,04	178,36	193,85	173,99	104,14	109,22
47	190,14	196,85	197,10	182,40	197,79	178,05	106,17	111,76
48	194,18	200,91	201,17	186,44	201,93	182,12	108,46	114,30
49	198,22	204,98	205,23	190,47	205,87	185,93	110,49	115,57
50	202,26	209,04	209,04	194,51	210,01	189,99	112,78	118,11
51	206,30	213,11	213,11	198,55	213,94	194,06	114,81	119,38
52	210,34	217,17	217,17	202,59	218,08	198,12	116,84	121,92
53	214,38	220,98	221,23	206,63	222,02	202,18	119,13	124,46
54	218,41	225,04	225,30	210,67	226,16	206,25	121,16	125,73
55	222,45	229,11	229,36	214,71	230,12	210,31	123,19	128,27
56	226,49	233,17	233,43	218,74	234,24	214,38	125,48	129,44
57	230,53	237,24	237,49	222,78	238,20	218,44	127,51	132,08
58	234,59	241,30	241,55	226,85	242,34	222,50	129,54	134,62
59	238,63	245,36	245,62	230,89	246,28	226,57	131,83	135,89
60	242,67	249,43	249,68	234,92	250,42	230,38	133,86	138,43

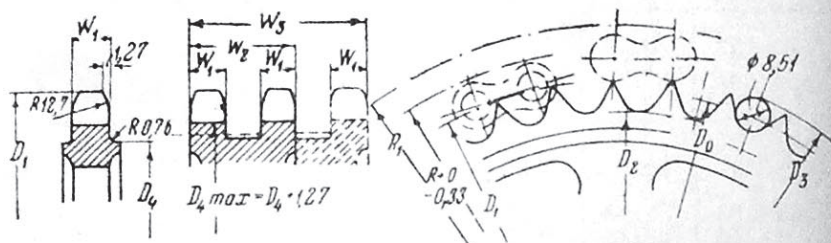
Число зубьев	Начальный диам. D_0	D_1 при нарезке		Диам. впадин D_2	D_3	Норм. диам. обод. D_4	Минимальные зазоры	
		дисков. фрезой	червячн. фрезой				R	R_1
61	246,71	253,24	253,49	238,96	254,38	234,44	135,89	139,70
62	250,75	257,30	257,56	243,00	258,50	238,51	138,18	142,24
63	254,79	261,37	261,62	247,04	262,46	242,57	140,21	143,51
64	258,83	265,43	265,68	251,08	266,57	246,63	142,24	146,05
65	262,86	269,49	269,75	255,12	270,54	250,70	144,53	148,59
66	266,90	273,56	273,81	259,16	274,65	254,76	146,56	149,86
67	270,94	277,62	277,88	263,19	278,61	258,83	148,84	152,40
68	274,98	281,69	281,94	267,23	282,73	262,89	150,88	153,67
69	279,02	285,50	286,00	271,27	286,72	266,95	152,91	156,21
70	283,08	289,56	290,07	275,34	290,83	271,02	155,19	158,75
71	287,12	293,62	294,13	279,37	294,79	274,83	157,23	160,02
72	291,16	297,69	297,94	283,41	298,91	278,89	159,26	162,56
73	295,20	301,75	302,01	287,45	302,87	282,96	161,54	163,83
74	299,24	305,82	306,07	291,49	306,98	287,02	163,58	166,37
75	303,28	309,88	310,13	295,53	310,95	291,08	165,61	168,91
76	307,31	313,94	314,20	299,57	315,06	295,15	167,89	170,18
77	311,35	317,75	318,26	303,61	319,05	299,21	169,93	172,72
78	315,39	321,82	322,33	307,64	323,14	303,28	171,96	173,99
79	319,46	325,88	326,39	311,71	327,13	307,34	174,24	176,53
80	323,49	329,95	330,45	315,75	331,24	311,40	176,28	179,07
81	327,53	334,01	334,52	319,79	335,20	315,47	180,34	182,88
82	331,57	338,07	338,58	323,82	339,32	319,28	182,88	184,15
83	335,61	342,14	342,39	327,86	343,31	323,34	184,15	186,69
84	339,65	346,20	346,46	331,90	347,40	327,41	186,69	187,96
85	343,69	350,27	350,52	335,94	351,38	331,47	187,96	190,50
86	347,73	354,33	354,58	339,98	355,47	335,53	190,50	193,04
87	351,76	358,14	358,65	344,02	359,46	339,60	193,04	194,31
88	355,83	362,20	362,71	348,08	363,58	343,66	194,31	196,85
89	356,87	366,27	366,78	352,12	367,56	347,73	196,85	198,12
90	363,91	370,33	370,84	356,16	371,65	351,79	198,12	

Цепные зубчатки

Шаг — 0,5" (12,70 мм), ролик 0,335" (8,51 мм)

Простые, двойные и тройные

№ цепей 110 044, 110 046, 114 046



Размеры цепи			Толщина колеса				№ фрез				
№ цепи	Между щека-	Шир. цепи	W ₁		W ₂		W ₃		число зубьев	диско-вых	червяч-ных
	ми min		max	max	min	max	min	max			
	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм			
110 044	5,21	19,05	4,80	4,60	—	—	—	—	9—12	330 401	330 400
110 046	7,75	21,59	7,24	6,99	—	—	—	—	13—19	330 402	330 400
114 046 Двойн.	21,67	35,56	7,24	6,99	21,16	20,90	—	—	20 и >	330 403	330 400

Допуски на диам. D₂ и D₃: до 40 зубцов +0—0,25, от 41—75 зуб. + +0—0,38; от 76 зубца +0—0,51.

Число зубьев	Началь-ный диам. D ₀	D ₁ при нарезке		Диам. впадин D ₂	D ₃	Норм. диам. обод. D ₄	Минимальные зазоры	
		дисков. фрезой	червячн. фрезой				R	R ₁
	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм
9	37,13	44,45	42,42	28,63	45,09	20,83	20,91	35,56
10	41,10	47,75	46,23	32,59	49,61	24,89	27,94	36,83
11	45,09	51,31	50,29	36,58	53,14	29,21	30,23	39,37
12	49,07	54,86	54,36	40,56	57,58	33,27	32,26	40,64
13	53,06	59,94	58,17	44,55	61,19	37,34	34,29	43,18
14	57,07	63,75	62,23	48,56	65,58	41,40	36,32	45,72
15	61,09	67,56	66,29	52,58	69,27	45,72	38,61	46,99
16	65,10	71,37	70,36	56,59	73,61	49,78	40,64	49,53
17	69,11	75,18	74,42	60,60	77,32	53,85	42,67	50,80
18	73,13	78,99	78,23	64,62	81,64	57,91	44,96	53,34
19	77,17	82,80	82,30	68,66	85,39	61,98	46,99	54,91
20	81,18	88,39	86,36	72,67	86,69	66,64	49,02	57,15

Продолжение

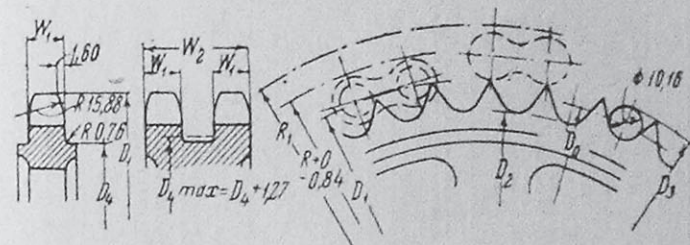
Число зубьев	Началь-ный диам. D ₀	D ₁ при нарезке		Диам. впадин D ₂	D ₃	Норм. диам. обод. D ₄	Минимальные зазоры	
		дисков. фрезой	червячн. фрезой				R	R ₁
	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм
21	85,22	92,20	90,42	76,71	93,47	70,10	51,31	56,69
22	89,23	96,27	94,49	80,72	97,74	74,17	53,34	60,96
23	93,27	100,08	98,55	84,76	101,55	78,23	55,37	63,50
24	97,31	104,14	102,62	88,80	105,82	82,30	57,66	64,77
25	101,32	108,20	106,43	92,81	109,63	86,36	59,69	67,31
26	105,56	112,01	110,49	96,85	113,87	90,42	61,72	69,85
27	109,40	115,82	114,55	100,89	117,73	94,49	64,01	71,12
28	113,44	119,89	118,62	104,93	121,95	98,55	66,04	73,66
29	117,48	123,95	122,68	108,97	125,81	102,62	68,07	74,93
30	121,49	127,76	126,75	112,98	130,00	106,68	70,36	77,47
31	125,53	131,83	130,81	117,02	133,88	110,74	72,39	78,74
32	129,57	135,89	134,87	121,06	138,07	114,81	74,42	81,28
33	133,60	139,95	138,94	125,10	141,96	118,87	76,71	83,82
34	137,64	143,76	142,75	129,13	146,15	122,94	78,74	85,09
35	141,68	147,83	146,81	133,17	150,04	127,00	80,77	87,63
36	145,72	151,89	150,88	137,21	154,23	131,06	83,06	88,90
37	149,76	155,96	154,94	141,25	158,14	135,13	85,09	91,44
38	153,80	160,02	159,00	145,29	162,31	139,19	87,12	92,71
39	157,84	162,83	163,02	149,33	166,22	143,26	89,41	95,25
40	161,87	167,89	167,13	153,37	170,38	147,32	91,44	97,79
41	165,91	171,96	171,20	157,40	174,29	151,38	93,47	99,06
42	169,95	175,77	175,26	161,44	178,46	155,45	95,76	101,60
43	173,99	179,83	179,32	165,48	182,37	150,51	97,79	102,87
44	178,03	183,90	183,13	169,52	186,54	163,58	99,82	105,41
45	182,07	187,96	187,20	173,56	190,45	167,64	102,11	106,68
46	186,11	192,02	191,26	177,60	194,61	171,45	104,14	109,22
47	190,14	196,09	195,33	181,64	198,55	175,51	106,17	111,76
48	194,18	199,90	199,39	185,67	202,69	179,83	108,46	113,03
49	198,22	203,96	203,45	189,71	206,63	183,64	110,49	115,57
50	202,26	208,03	207,52	193,75	210,77	187,71	112,78	116,84
51	206,30	212,09	211,58	197,79	214,71	191,77	114,81	119,38
52	210,34	216,15	215,65	201,83	218,85	195,83	116,84	121,92
53	214,38	220,22	219,71	205,87	222,78	199,90	119,13	123,19
54	218,41	224,28	223,77	209,91	226,92	203,96	121,16	125,73
55	222,45	228,09	227,57	213,94	230,89	208,03	123,19	127,00
56	226,49	232,16	231,65	217,98	235,00	212,09	125,48	129,54
57	230,53	236,22	235,71	222,02	238,96	216,15	127,51	130,81
58	234,59	240,28	239,78	226,09	243,10	220,22	129,54	131,35
59	238,63	244,35	243,84	230,12	247,04	224,23	131,83	135,89
60	242,67	248,41	247,90	234,16	251,18	228,35	133,86	137,16

Число зубьев	Началь- ный диам. D_0	D_1 при нарезке		Диам. впадин D_2	D_3	Норм. диам. обод. D_4	Минимальные зазоры	
		дисков. фрезой	червячн. фрезой				R	R_1
61	246,71	252,48	251,97	238,20	255,14	232,16	135,89	139,70
62	250,75	256,69	256,03	242,24	259,26	236,22	138,18	140,97
63	254,79	260,35	260,10	246,28	263,22	240,28	140,21	143,51
64	258,83	264,41	264,16	250,32	267,34	244,35	142,24	146,05
65	262,86	268,48	267,97	254,36	271,30	248,41	144,53	147,32
66	266,90	272,54	272,03	258,39	275,41	252,48	146,56	149,86
67	270,94	276,61	276,10	262,43	279,37	256,54	148,84	151,13
68	274,98	280,61	280,16	266,47	283,49	260,60	150,88	153,67
69	279,02	284,73	284,23	270,51	287,48	264,67	152,91	156,21
70	283,08	288,54	288,29	274,57	291,59	268,73	155,19	157,48
71	287,12	292,61	292,35	278,61	295,55	272,80	157,23	160,02
72	291,16	296,67	296,42	282,65	299,67	276,86	159,26	161,29
73	295,20	300,74	300,48	286,69	303,62	280,92	161,54	163,83
74	299,24	304,80	304,55	290,73	307,75	284,99	163,58	165,10
75	303,28	308,86	308,61	294,77	311,71	288,80	165,61	167,64
76	307,31	312,93	312,42	298,81	315,82	292,86	167,89	170,18
77	311,35	316,99	316,48	302,84	319,81	296,93	169,93	171,45
78	315,39	321,06	320,55	306,88	323,90	300,99	171,96	173,99
79	319,46	324,87	324,61	310,95	327,89	305,05	174,24	175,26
80	323,49	328,93	328,68	314,99	332,00	309,12	176,28	177,80
81	327,53	332,99	332,74	319,02	335,97	313,18	180,34	181,61
82	331,57	337,06	336,80	323,06	340,08	317,25	181,61	184,15
83	335,61	341,12	340,87	327,10	344,07	321,31	184,15	185,42
84	339,65	345,19	344,93	331,14	348,16	325,37	185,42	187,96
85	343,69	349,25	349,00	335,18	352,15	329,44	187,96	189,23
86	347,73	353,06	353,06	339,22	356,24	333,50	189,23	191,77
87	351,76	357,12	356,87	343,26	360,22	337,57	191,77	194,31
88	355,83	361,19	360,93	347,32	364,34	341,38	194,31	195,58
89	359,87	365,25	365,00	351,36	368,33	345,44	195,58	198,12
90	363,91	369,32	369,06	355,40	372,41	349,50	198,12	

Шаг — 0,625" (15,88 мм), ролик 0,4" (10,16 мм)

Простые и двойные

№ цепей 110 054, 110 056



№ цепи	Размеры цепи		Толщина колеса				№ фрез		
	между щечками min	ширина цепи max	W_1		W_2		число зубьев	диско- вые	чер- вячн.
			max	min	max	min			
110 054	6,48	20,32	6,02	5,79	—	—	9—12	330 501	330 500
110 056	9,65	24,13	9,04	8,76	—	—	13—19	330 502	330 500
							20 и >	330 503	330 500

Допуски на диам. D_2 и D_3 : до 35 зубцов + 0—0,25; от 36—60 зубцов + 0—0,38; от 61 зуба + 0—0,51.

Число зубьев	Началь- ный диам. D_0	D_1 при нарезке		Диам. впадин D_2	D_3	Норм. диам. обод. D_4	Минимальные зазоры	
		дисков. фрезой	червячн. фрезой				R	R_1
9	46,41	56,39	54,10	36,25	55,88	30,23	32,51	44,45
10	51,38	60,45	58,93	41,22	61,54	35,05	35,05	46,99
11	56,34	64,77	64,01	46,18	65,94	40,13	37,59	48,26
12	61,34	69,34	68,83	51,18	71,50	45,21	40,39	50,80
13	66,34	75,44	73,91	56,18	76,02	50,04	42,93	54,61
14	71,35	80,26	78,99	61,19	81,51	55,12	45,47	57,15
15	76,35	84,84	83,82	66,19	86,11	60,20	48,26	58,42
16	81,38	89,66	88,90	71,22	91,54	65,02	50,80	60,96
17	86,39	94,49	93,98	76,23	96,19	70,10	53,34	63,50
18	91,41	99,31	99,06	81,25	101,57	75,18	56,13	65,04
19	96,44	104,14	104,14	86,28	106,27	80,26	58,67	68,58
20	101,47	110,74	108,97	91,31	111,63	85,34	61,21	72,39

Число зубьев	Началь- ный диам. D_0	D_1 при нарезке		Диам. впадин D_2	D_3	Норм. диам. обод. D_4	Минимальные зазоры	
		дисков. фрезой	червячн. фрезой				R	R_1
21	106,50	115,82	114,05	96,34	116,38	90,17	64,01	74,93
22	111,56	120,65	119,13	101,40	121,72	95,25	66,55	76,20
23	116,59	125,73	124,21	106,43	126,47	100,33	69,34	78,74
24	121,62	130,56	129,29	111,46	131,78	105,41	71,88	81,28
25	126,67	135,64	134,37	116,51	136,58	110,49	74,68	83,82
26	131,70	140,46	139,19	121,54	141,86	115,57	77,22	86,36
27	136,75	145,54	144,27	126,59	146,69	120,40	79,76	88,90
28	141,78	150,37	149,35	131,62	151,94	125,48	82,55	91,44
29	146,84	155,45	154,43	136,68	156,77	130,56	85,09	93,98
30	151,87	160,53	159,51	141,71	162,03	135,64	87,88	96,52
31	156,92	165,35	164,59	146,76	166,98	140,72	90,42	99,06
32	161,95	170,43	169,42	151,79	172,11	145,80	92,96	101,60
33	167,07	175,71	174,50	156,85	176,99	150,88	95,76	104,14
34	172,06	180,34	179,58	161,90	182,22	155,70	98,30	106,68
35	177,09	185,42	184,66	166,93	187,07	160,78	101,09	109,22
36	182,14	190,50	189,74	171,98	192,30	165,86	103,63	111,76
37	187,20	195,58	194,82	177,04	197,18	170,94	106,43	114,30
38	192,23	200,41	199,90	182,07	202,39	176,02	108,97	116,84
39	197,28	205,49	204,98	187,12	207,29	181,10	111,76	119,38
40	202,34	210,57	209,80	192,18	212,50	186,18	114,30	121,92
41	207,39	215,39	214,88	197,23	217,40	191,26	116,84	124,46
42	212,42	220,47	219,96	202,26	222,58	196,09	119,63	127,00
43	217,47	225,55	225,04	207,31	227,48	201,17	122,17	129,54
44	222,53	230,63	230,12	212,37	232,69	206,25	124,97	132,08
45	227,58	235,71	235,20	217,42	237,59	211,33	127,51	134,62
46	232,64	240,54	240,28	222,48	242,80	216,41	130,30	137,16
47	237,67	245,62	245,36	227,51	247,70	221,49	132,84	139,70
48	242,72	250,70	250,19	232,56	252,88	226,57	135,88	142,24
49	247,78	255,78	255,27	237,62	257,81	231,65	138,18	144,78
50	252,83	260,86	260,35	242,67	262,99	236,47	140,72	147,32
51	257,89	265,68	265,43	247,73	267,92	241,55	143,51	149,86
52	262,92	270,76	270,51	252,76	273,08	246,63	146,05	152,40
53	267,97	275,84	275,59	257,81	278,03	251,71	148,84	154,94
54	273,02	280,92	280,67	262,86	283,18	256,79	151,33	157,48
55	278,08	286,00	285,75	267,92	288,11	261,87	153,92	160,02
56	283,13	290,83	290,83	272,97	293,29	266,95	156,72	161,29
57	288,19	295,91	295,66	278,03	298,22	272,03	159,26	163,83
58	293,22	300,99	300,74	283,06	303,38	276,86	162,05	166,37
59	298,27	306,07	305,82	288,11	308,33	281,94	164,50	168,91
60	303,33	311,15	310,90	293,17	313,49	287,02	167,39	171,45

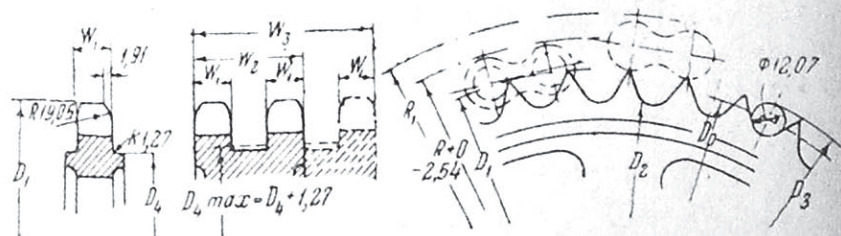
Число зубьев	Началь- ный диам. D_0	D_1 при нарезке		Диам. впадин D_2	D_3	Норм. диам. обод. D_4	Минимальные зазоры	
		дисков. фрезой	червячн. фрезой				R	R_1
61	308,38	316,23	315,98	298,22	318,44	292,10	169,93	173,99
62	313,44	321,06	321,06	303,28	323,60	297,18	172,72	176,53
63	318,49	326,14	326,14	308,33	328,55	302,26	175,26	179,07
64	323,55	331,22	331,22	313,39	333,71	307,34	177,80	181,61
65	328,57	336,30	336,04	318,41	338,66	312,42	180,59	184,15
66	333,63	341,38	341,12	323,47	343,79	317,50	183,13	186,69
67	338,68	346,46	346,20	328,52	348,74	322,33	185,93	189,23
68	343,74	351,54	351,28	333,58	353,90	327,41	188,47	191,77
69	348,79	356,36	356,36	338,63	358,85	332,49	191,26	194,31
70	353,85	361,44	361,44	343,69	364,01	337,57	193,80	196,85
71	358,90	366,52	366,52	348,74	368,96	342,65	196,60	199,39
72	363,93	371,60	371,60	353,77	374,09	347,73	199,14	201,93
73	368,99	376,68	376,68	358,83	379,07	352,81	201,68	204,47
74	374,04	381,76	381,51	363,88	384,20	357,89	204,47	207,01
75	379,10	386,84	386,59	368,94	389,18	362,97	207,01	209,55
76	384,15	391,67	391,67	373,99	394,31	367,79	209,80	212,09
77	389,20	396,75	396,75	379,04	399,29	372,87	212,34	214,63
78	394,26	401,83	401,83	384,10	404,42	377,95	215,14	217,17
79	399,31	406,91	407,91	389,15	409,40	383,03	217,68	219,71
80	404,37	411,99	411,99	394,21	414,53	388,11	220,47	222,25
81	409,40	417,07	417,07	399,24	419,48	393,19	224,79	224,79
82	414,45	421,89	422,15	404,29	424,61	398,27	227,33	227,33
83	419,51	426,97	426,97	409,35	429,59	403,35	229,87	229,87
84	424,56	432,05	432,05	414,40	434,72	408,43	231,41	231,41
85	429,62	437,13	437,13	419,46	439,70	413,26	234,95	234,95
86	434,67	442,21	442,21	424,51	444,83	418,34	237,49	237,49
87	439,72	447,29	447,29	429,56	449,81	423,42	240,03	240,03
88	444,78	452,37	452,37	434,62	454,94	428,50	242,57	242,57
89	449,83	457,20	457,45	439,67	459,92	433,58	245,11	245,11
90	454,89	462,28	462,53	444,73	465,05	438,66	247,65	247,65

Цепные зубчатки

Шаг — 0,75" (19,05 мм), ролик 0,475" (12,07 мм)

Простые, двойные и тройные

№ цепей 110 066, 114 066, 116 066



Размеры цепи

Толщина колеса

№ фрез

№ цепи	между щека-ми min	шир. цепи max	W ₁				W ₂				№ фрез			
			max		min		max		min		число зубьев	дис-ков	чер-вячных	
			мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм				
110 066	11,68	26,67	11,00	10,67	—	—	—	—	—	—	—	9—12	330 601	330 600
114 066	31,14	45,72	11,00	10,67	30,45	30,12	—	—	—	—	—	13—19	330 602	330 600
116 066	50,60	66,04	11,00	10,67	30,45	30,12	49,91	49,58	—	—	—	20 и >	330 603	330 600

Допуски на диам. D₂ и D₈: до 30 зубцов + 0—0,25; от 31—50 зубцов + 0—0,38; от 51 зубца + 0,—0,51.

Число зубьев	Началь-ный диам D ₀	D ₁ при нарезке		Диам. впадин D ₂	D ₈	Норм. диам. обод. D ₄	Минимальные зазоры	
		диск. фрезой	червяч. фрезой				R	R ₁
9	55,70	68,07	65,02	43,64	66,93	35,31	38,86	53,34
10	61,65	72,90	71,12	49,58	73,71	41,40	41,91	55,88
11	67,61	77,98	76,96	55,55	78,99	47,24	45,21	58,42
12	73,61	83,31	83,06	61,54	85,67	53,34	48,26	60,96
13	79,60	90,93	88,90	67,54	91,08	59,18	51,56	64,77
14	85,60	96,52	95,00	73,53	97,66	65,28	54,61	67,31
15	91,62	102,11	101,09	79,55	103,20	71,37	57,66	71,12
16	97,64	107,95	116,93	85,57	109,70	77,22	60,96	73,66
17	103,68	113,54	113,03	91,62	115,29	83,31	64,01	76,20
18	109,70	119,13	119,13	97,64	121,77	89,41	67,31	78,74
19	115,75	125,22	125,22	103,68	127,41	95,50	70,36	82,55
20	121,77	133,10	131,06	109,70	133,83	101,35	73,66	86,36

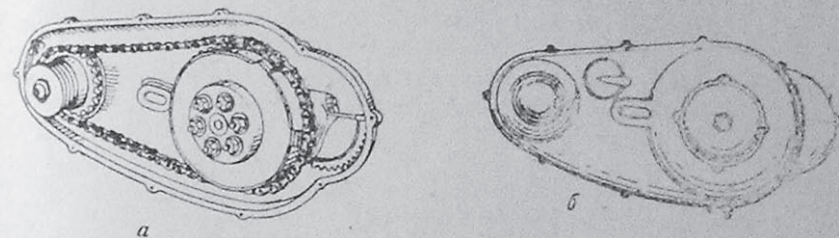
Продолжение

Число зубьев	Началь-ный диам D ₀	D ₁ при нарезке		Диам. впадин D ₂	D ₈	Норм. диам. обод. D ₄	Минимальные зазоры	
		диск. фрезой	червяч. фрезой				R	R
21	127,81	139,19	137,16	115,75	139,52	107,44	76,71	88,90
22	133,86	145,03	143,26	121,79	145,92	113,54	80,01	92,71
23	139,90	150,88	149,35	127,84	151,64	119,63	83,06	95,25
24	145,95	156,97	155,45	133,88	158,01	125,73	86,36	97,79
25	151,99	162,81	161,29	139,93	163,75	131,57	89,41	101,60
26	158,04	168,91	167,39	145,97	170,10	137,67	92,71	104,14
27	164,08	174,75	173,48	152,02	175,87	143,76	95,76	106,68
28	170,15	180,85	179,58	158,09	182,22	149,86	99,06	110,49
29	176,20	186,69	185,67	164,13	188,01	155,96	102,11	113,03
30	182,25	192,79	191,52	170,18	194,31	162,05	105,41	115,57
31	188,29	198,63	197,61	176,23	200,13	167,89	108,46	119,38
32	194,36	204,72	203,71	182,30	206,43	173,99	111,76	121,92
33	200,41	210,82	209,80	188,34	212,24	180,09	114,81	124,46
34	206,45	216,66	215,90	194,39	218,52	186,18	118,11	128,27
35	212,52	222,76	222,00	200,46	224,36	192,28	121,16	130,81
36	218,57	228,85	227,84	206,50	230,63	198,37	124,46	134,62
37	224,64	234,70	233,93	212,57	236,50	204,22	127,51	137,16
38	230,68	240,79	240,03	218,62	242,75	210,31	130,81	139,70
39	236,75	246,89	246,13	224,69	248,62	216,41	133,86	143,51
40	242,80	252,73	252,22	230,73	254,86	222,50	137,16	146,05
41	248,87	258,83	258,32	236,80	260,73	228,60	140,21	148,59
42	254,91	264,92	264,41	242,85	266,98	234,70	143,51	152,40
43	260,99	270,76	270,26	248,92	272,87	240,79	146,56	154,94
44	267,03	276,86	276,35	254,97	279,10	246,63	149,86	157,48
45	273,10	282,96	282,45	261,04	284,99	252,73	152,91	161,29
46	279,15	289,05	288,54	267,08	291,21	258,83	156,21	163,83
47	285,22	294,89	294,64	273,15	297,13	264,92	159,26	167,64
48	291,26	300,99	300,74	279,20	303,33	271,02	162,56	170,18
49	297,33	307,09	306,83	285,27	309,25	277,11	165,86	172,72
50	303,38	313,18	312,67	291,31	315,44	282,96	168,91	176,53
51	309,45	319,02	318,77	297,38	321,36	289,05	172,21	179,07
52	315,52	325,12	324,87	303,45	327,58	295,15	175,26	181,61
53	321,56	331,22	330,96	309,50	333,50	301,24	178,56	185,42
54	327,63	337,31	337,06	315,57	339,70	307,34	181,61	187,96
55	333,68	343,41	343,15	321,61	345,62	313,44	184,91	191,77
56	339,75	349,25	349,25	327,69	351,82	319,53	187,96	194,31
57	345,82	355,35	355,09	333,76	357,73	325,63	191,26	196,85
58	351,87	361,44	361,19	339,80	363,93	331,47	194,31	200,66
59	357,94	367,54	367,28	345,87	369,87	337,57	197,61	203,20
60	363,98	373,63	373,38	351,92	376,05	343,66	200,66	207,01

Число зубьев	Началь- ный диам. D_0	D_1 при нарезке		Диам. впадин D_2	D_3	Норм. диам. обод. D_4	Минимальные зазоры	
		дисков. фрезой	червяч. фрезой				R	R_1
61	370,05	379,48	379,48	357,96	381,99	349,76	203,96	209,55
62	376,12	385,57	385,57	364,06	388,19	355,85	207,01	212,09
63	382,17	391,67	391,67	370,10	394,13	361,91	210,31	215,90
64	388,24	397,76	397,51	376,17	400,30	368,05	213,36	218,44
65	394,31	403,86	403,61	382,24	406,25	373,89	216,66	220,98
66	400,35	409,70	409,70	388,29	412,42	379,98	219,96	224,79
67	406,43	415,80	415,80	394,36	418,39	386,08	223,01	227,33
68	412,50	421,89	421,89	400,43	424,56	392,18	226,31	231,14
69	418,54	427,99	427,99	406,48	430,50	398,27	229,36	233,68
70	424,61	434,09	434,09	412,55	436,68	404,37	232,66	236,22
71	430,68	440,18	440,18	418,62	442,62	410,46	235,71	240,03
72	436,73	446,02	446,02	424,66	448,79	416,31	239,01	242,57
73	442,80	452,12	452,12	430,73	454,76	422,40	242,06	245,11
74	448,87	458,22	458,22	436,80	460,93	428,50	245,36	248,92
75	454,91	464,31	464,31	442,85	466,88	434,59	248,41	251,46
76	460,98	470,41	470,41	448,92	473,05	440,69	251,71	255,27
77	467,06	476,50	476,50	454,99	479,02	446,79	254,76	257,81
78	473,10	482,35	482,60	461,04	485,17	452,88	258,06	260,35
79	479,17	488,44	488,44	467,11	491,13	458,98	261,11	264,16
80	485,24	494,54	494,54	473,18	497,31	464,82	264,41	266,70
81	491,29	500,63	500,63	479,22	503,28	470,92		270,51
82	497,36	506,73	506,73	485,29	509,42	477,01		273,05
83	503,43	512,57	512,83	491,36	515,39	483,11		275,59
84	509,47	518,67	518,92	497,41	521,54	489,20		279,40
85	515,54	524,76	525,02	503,48	527,51	495,30		281,94
86	521,61	530,86	531,11	509,55	533,68	501,40		285,75
87	527,66	536,96	536,96	515,59	539,65	507,24		288,29
88	533,73	543,05	543,05	521,67	545,80	513,33		290,83
89	539,80	548,89	549,15	527,74	551,76	519,43		294,64
90	545,85	554,99	555,24	533,78	557,91	525,53		297,18

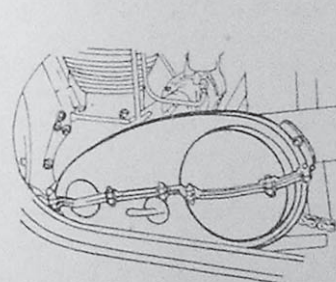
При частичном закрытии задней цепи нужно особенно озаботиться защитой ее от грязи, отбрасываемой крышкой заднего колеса.

Щитки для задней цепи штампуются обычно из листового железа толщиной около 0,7—0,8 мм, щитки же для передней цепи иногда делаются и литыми, из алюминиевых сплавов. Фиг. 209 и 210 показывают две конструкции таких щитков — с разъемом по вертикальной и

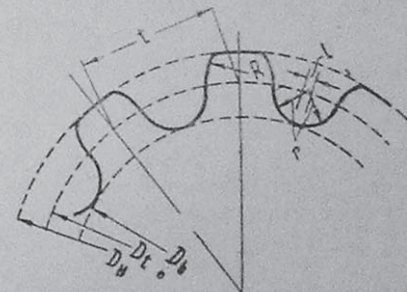


Фиг. 209. Литой кожух передней цепной передачи с разъемом по вертикальной плоскости.

горизонтальной плоскости. При конструировании щитков следует предусмотреть возможность легкого надевания цепи, а также отверстие для наблюдения за натяжением и состоянием цепи. Такое отверстие видно на фиг. 209 и 210 (закрыто круглой крышкой, прижатой пружинящей пластинкой).



Фиг. 210. Кожух передней цепной передачи с разъемом по горизонтальной плоскости.



Фиг. 211. Построение цепной зубчатки.

Еще более важна для работы цепной передачи правильная форма зубьев на цепных зубчатках. Значение очертаний зубьев ясно видно из того факта, что новая цепь, будучи надетая на выработанные зубчатки, служит значительно меньше, чем на новых. Удовлетворительно работающие зубчатки могут быть выполнены по следующим соотношениям, взятым в зависимости от диаметра ролика цепи d , шага ее t и числа зубьев z .

$$\text{Диаметр делительной окружности } D_t = \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)}$$

$$\text{Наружный диаметр зубчатки } D_n = D_t + d.$$

$$\text{Внутренний диаметр зубчатки } D_b = D_t - d.$$

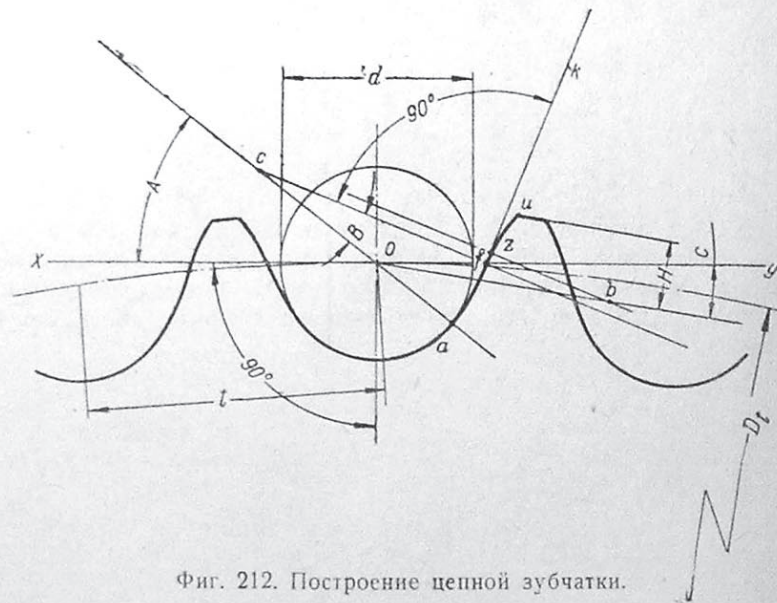
Расстояние между центрами, из которых описана впадина зуба, $l = (0,1 - 0,2) d$.

Радиус закругления впадины $r = \frac{d}{2}$.

Толщина зубчатки $b = B - (0,2 - 0,5) \text{ мм}$ (где B — размер цепи между пластинками).

Головка зуба очерчивается дугами из тех же центров, что и впадина зуба (радиусом R , получаемым построением, как показано на фиг. 211).

Хорошие результаты дает способ построения профиля зубьев цепных зубчаток, принятый ASEM, SAE и AGMA.



Фиг. 212. Построение цепной зубчатки.

Обозначаем: t — шаг цепи; d_1 — диаметр ролика цепи; z — число зубьев зубчатки; d — диаметр впадины зуба, равный $1,005 d_1 + 0,08 \text{ мм}$; $\angle A = 35^\circ + \frac{60^\circ}{z}$; $\angle B = 18^\circ - \frac{56^\circ}{z}$; $\angle C = \frac{180^\circ}{z}$. Диаметр начальной (делительной) окружности $D_t = \frac{t}{\sin C}$.

Построение ведется следующим образом (фиг. 212).

- 1) Проводится касательная xy к начальной окружности в точке o .
- 2) Из точки касания o описывается окружность радиуса $oa = \frac{d}{2}$.
- 3) Проводится прямая ca через точку o под углом A к линии xy .
- 4) Откладывается на ней отрезок $oc = 0,8 d_1$;
- 5) Проводится линия cf под углом B к прямой ac в точке c .
- 6) Из точки c , как из центра, радиусом ca проводится дуга af .
- 7) В точке f к этой дуге проводится касательная fk .
- 8) Через точку o проводится линия ob под углом C к линии xy .

9) На этой прямой от точки o откладывается отрезок $ob = 1,24 d_1$.

10) Через точку b проводится прямая, параллельная cf , пересекающая fk в точке z .

11) Из точки b , как из центра, радиусом bz проводится дуга zu .

12) Вершину зуба ограничиваем окружностью, проведенной из центра зубчатки, диаметром $D_n = t \left(0,6 + \text{ctg} \frac{180^\circ}{z} \right)$, проходящей через точку u , находящуюся на расстоянии $H = 0,3 t$ от прямой ob .

Зуб такого профиля хорошо работает в течение всего срока службы цепи. Цепь при вытягивании поднимается по высоте зуба и идет по увеличенной начальной окружности, чем предотвращается сбрасывание цепи с зубчатки.

Однако для цепей, выпускаемых специальными заводами (как, например, ранее упоминаемым заводом Renold), лучше придерживаться указаний этих фирм. Выше даны таблицы заводов Renold, Coventry и Wgampton, из которых можно видеть основные размеры зубчаток для разных размеров цепей и разного количества зубьев. Способ построения профиля самого зуба фирма не дает, предлагая покупать у нее режущий инструмент для этой операции. В таблице (стр. 270) приведены размеры дисковых фрез, взятые из других источников, но соответствующие цепям этих же размеров. Цепь должна лежать на зубчатке только роликами, т. е. пластинки цепи не должны соприкасаться в радиальном направлении с буртиком на зубчатке или другими выступающими частями, например с барабаном дискового сцепления. Между цепью и стенками закрывающих ее щитков должен быть зазор не менее 6—8 мм с каждой стороны от цепи. Зазор по радиальному направлению может быть взят из таблицы (стр. 251—266) по величине радиусов R или R_1 , в зависимости от конструкции щитка, из расчета возможности снятия цепи. На прямом участке цепи расстояние между нею и щитком должно быть не меньше, чем определяется по радиусу R_1 , так как нормально натянутая передняя цепь на своей ненагруженной части, сбегающей с ведущей зубчатки, имеет провес около 8—10 мм, а задняя цепь — свыше 15 мм.

Чем больше расстояние между центрами цепных зубчаток, тем больше этот провес, однако это расстояние не следует делать менее 1,5 диаметра большей зубчатки. Соблюдение этого правила может представлять некоторое затруднение при блокированной с мотором коробке передач.

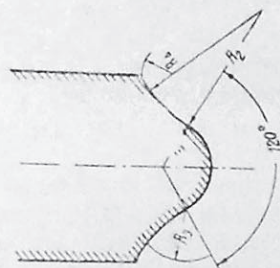
При передаточных отношениях, применяемых в цепных трансмиссиях на мотоциклах, угол обхвата зубчаток цепью получается всегда более чем достаточным, если только не применять одну цепь для передачи на два вала, например на магнето и динамо. Во всяком случае для ведущей зубчатки этот угол не должен быть меньше 95° при легко нагруженной передаче и не менее 120° при тяжелой передаче. Для ведомой зубчатки эти углы соответственно 90° и 95° .

В качестве материала для зубчаток фирма Renold рекомендует для ведущей зубчатки на валу двигателя — сталь с содержанием углерода около 0,6%, закаленную до твердости по Бринелю 330; для ведомой зубчатки на дисковом сцеплении — мягкую цементированную сталь; для

ведущей зубчатки у коробки передач — сталь с 0,6% углерода (как и моторная), а для зубчатки на заднем колесе — простую мягкую сталь. Анализ материала цепной зубчатки на заднем колесе одной из перво-классных английских фирм показал:

$C = 0,05\%$; $Mn = 0,51\%$; $Si = 0,021\%$; $S = 0,056\%$; $P = 0,066\%$.

Размеры фрезы для нарезания цепных зубчатых колес



Диаметр цепного ролика		Число зубьев цепн. зубч.		Размеры фрезы в мм			
мм.	мм	от	до	R_1	R_2	R_3	R_4
0,25	6,35	9	12	3,20	11,43	—	11,43
—	—	13	19	3,20	28,58	3,05	4,57
—	—	20 и выше		3,20	97,16	3,91	1,32
0,385	8,51	9	12	4,29	15,24	—	15,24
—	—	13	19	4,29	38,10	4,06	6,10
—	—	20 и выше		4,29	129,54	5,21	1,78
0,4	10,16	9	12	5,13	19,05	—	19,05
—	—	13	19	5,13	47,64	5,08	7,62
—	—	29 и выше		5,13	161,93	6,50	2,21
0,475	12,07	9	12	6,10	22,86	—	22,86
—	—	13	19	6,10	57,15	6,10	9,14
—	—	20 и выше		6,10	194,31	7,80	2,67

Таблица (стр. 271) служит для определения количества звеньев в цепи данной длины.

Пример. Подобрать и проверить цепную передачу для мотоцикла, данные которого приведены в предыдущих примерах (см. стр. 240).

Для подбора цепей воспользуемся данными завода Renold, приведенными в таблице на стр. 248. По этим данным для мотоциклов с двигателем 350 см³ (к этому классу может быть отнесен мотоцикл, приведенный в предыдущих примерах) для обеих передач рекомендуется применять цепи № 110046 (т. е. $1/2'' \times 5/16''$), имеющие разрывное усилие 1588 кг (см. табл. на стр. 250).

Подсчет длины цепи по количеству простых звеньев

Число простых звеньев	Длина цепи (с округлением до ближ. целых миллиметров)				Число простых звеньев	Длина цепи (с округлением до ближ. целых миллиметров)			
	шаг 8 мм	шаг 3/8"	шаг 1/2"	шаг 5/8"		шаг 8 мм	шаг 3/8"	шаг 1/2"	шаг 5/8"
	мм	мм	мм	мм		мм	мм	мм	мм
40	320	381	508	635	86	688	820	1092	1366
42	336	400	533	667	88	704	839	1118	1397
44	352	419	559	699	90	720	858	1143	1429
46	368	438	584	730	92	736	877	1168	1461
48	384	457	610	762	94	752	896	1194	1493
50	400	477	635	794	96	768	915	1219	1524
52	416	496	660	826	98	784	934	1245	1556
54	432	515	686	858	100	800	953	1270	1588
56	448	534	711	889	102	816	972	1295	1620
58	464	553	737	921	104	832	991	1321	1652
60	480	572	762	953	106	848	1010	1346	1683
62	496	591	787	985	108	864	1029	1372	1715
64	512	610	813	1016	110	880	1048	1397	1747
66	528	629	838	1048	112	896	1067	1422	1779
68	544	648	864	1080	114	912	1086	1448	1810
70	560	667	889	1112	116	928	1105	1473	1842
72	576	686	914	1143	118	944	1125	1497	1874
74	592	705	940	1175	120	960	1144	1524	1906
76	608	724	965	1207	122	976	1163	1549	1938
78	624	743	991	1239	124	992	1182	1575	1969
80	640	762	1016	1270	126	1008	1201	1600	2001
82	656	772	1041	1302	128	1024	1220	1626	2033
84	672	801	1067	1334	130	1040	1239	1651	2064

Передний привод (двигатель — коробка передач) должен быть осуществлен с передаточным отношением 1:2. Минимальное число зубьев, допустимое на зубчатке на валу двигателя, — 21. Зубчатка на дисковом сцеплении должна быть такого диаметра, чтобы цепь не ложилась ребрами своих пластинок на барабан сцепления, т. е. диаметр делительной окружности должен быть больше, чем внешний диаметр муфты на ширину пластинки цепи. Для дисков, изображенных на фиг. 195, и для цепи $1/2'' \times 5/16''$ эта делительная окружность должна иметь диаметр не менее 155 мм. При шаге цепи $1/2''$ (12,7 мм) этот диаметр соответствует примерно 40 зубьям.

Поэтому выбираем для зубчатки на валу двигателя количество зубьев 21 и для зубчатки на дисковой муфте — 42, что дает нужное передаточное отношение 1:2.

Диаметр делительной окружности зубчатки на валу двигателя будет

$$D_t = \frac{12,7}{\sin\left(\frac{180^\circ}{21}\right)} = \frac{12,7}{\sin 8^\circ 35'} = \frac{12,7}{0,149} \approx 85 \text{ мм. } r = 4,25 \text{ см.}$$

Так как крутящий момент на оси двигателя $M_d = 138 \text{ кгсм}$ (см. стр. 208), то окружное усилие

$$P = \frac{138}{4,25} \approx 31 \text{ кг.}$$

Запас прочности имеем более чем достаточный:

$$\frac{1588}{31} \approx 51.$$

Срок службы цепи первой передачи обуславливается главным образом не нагрузкой, а износом, возникающим от больших ее скоростей. Для нашего случая максимальная скорость цепи будет

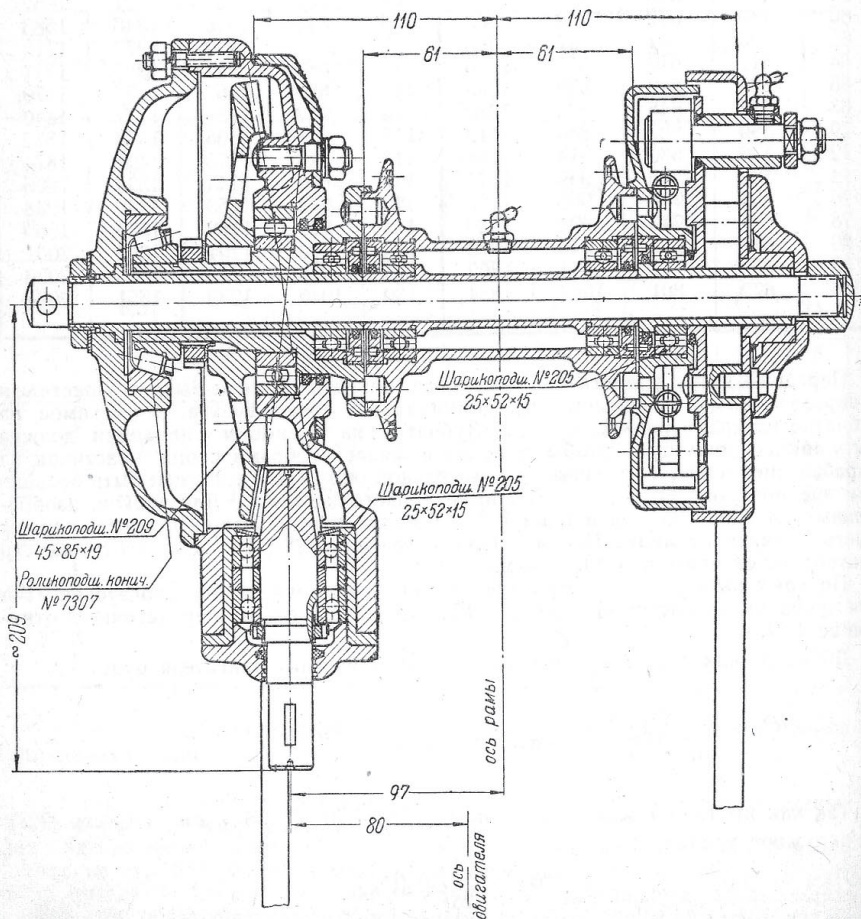
$$v = \frac{\pi d n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,085 \cdot 3500}{60} = 15,6 \text{ м/сек.}$$

Для заднего привода выбираем число зубьев ведущей зубчатки 23 и ведомой — 66, что дает передаточное соотношение $\sim 2,87$.

При этом количестве зубьев диаметр зубчатки на колесе равен

$$(D)_k = \frac{12,7}{\sin\left(\frac{180^\circ}{66}\right)} \approx 264 \text{ мм.}$$

$$R_k = 132 \text{ мм.}$$



Фиг. 213. Карданная пере

Полное передаточное число от двигателя к заднему колесу на первой передаче будет

$$i_1 = 2 \cdot 3,13 \cdot 2,87 \approx 18.$$

Так как максимальный крутящий момент на валу двигателя $M_d = 138 \text{ кгсм}$ то на колесе будем иметь максимальный крутящий момент

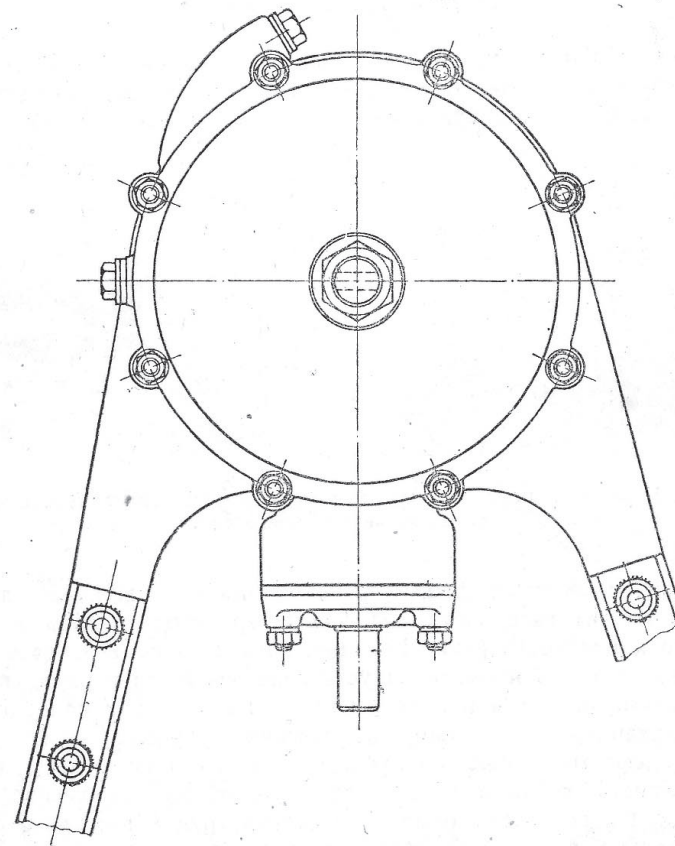
$$M_{кр} = 138 \cdot 18 = 2480 \text{ кгсм,}$$

не принимая во внимание к. п. д. трансмиссии. Таким образом $M_{кр} \approx 2480 \text{ кгсм}$.
Окружное усилие

$$P = \frac{2480}{13,2} \approx 188 \text{ кг.}$$

Запас прочности для цепи задней передачи:

$$\frac{1588}{188} = 8,5.$$



дача мотоцикла Л-600.

8. Ременная передача

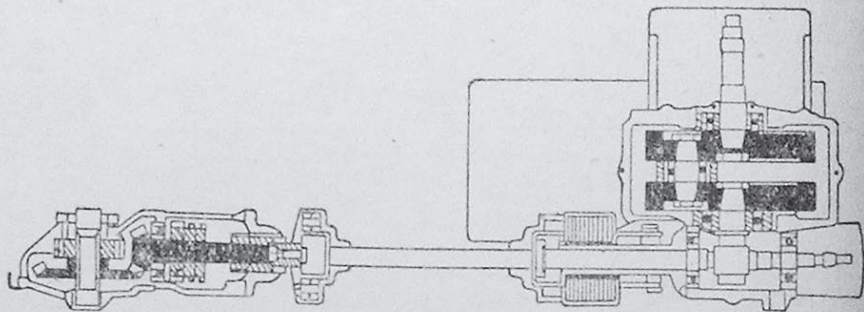
Как уже было сказано раньше, ремень употребляется сейчас для основной трансмиссии мотоцикла крайне редко — только для маломощных, наиболее дешевых моделей. Чаще можно встретить ременную передачу как вспомогательную на динамо. Во всех этих случаях употребляется ремень трапециoidalного сечения, причем для основной передачи — сплошной резиновый, а для вспомогательной иногда и звенчатый кожаный (какой часто применяется для передачи к вентилятору у автомобилей).

Резиновые трапециoidalные ремни обозначаются по размеру (обычно в дюймах) большей из параллельных сторон трапеции. Например, наиболее встречающиеся размеры — $\frac{7}{8}$ ", 1" и $1\frac{1}{4}$ ".

Первые два размера в старых мотоциклах моделей 1910—1919 гг. ставились на машины до 500 см³, развивавшие, по тем временам, мощность порядка 4—5 л. с.

9. Карданная передача

Как уже было сказано ранее, в настоящее время все более и более широко распространяется в мотоцикlostроении карданная передача на заднее колесо. Однако применение кардана заставляет прибегать к не-



Фиг. 214. Карданная передача, конец вала которой использован как распределительный вал двигателя.

сколько необычному до этого времени способу установки двигателя в раме, а именно располагать плоскость вращения маховиков перпендикулярно к плоскости рамы. Конечно, возможно скомпоновать карданную передачу и при нормальной установке двигателя в раме, применяя между валами двигателя и коробки передач или между коробкой передач и карданным валом пару конических зубчатых колес. Все же известные дефекты конических зубчаток — более низкий к. п. д., большая сложность монтажа и регулировки — общее усложнение в связи с этим самой конструкции опор и некоторая трудность их изготовления, а следовательно, большая их стоимость заставляют предпочитать в карданных конструкциях так называемое поперечное расположение двигателя в раме, выполненное по схеме, данной выше на фиг. 188.

Двухцилиндровый, с горизонтально расположенными цилиндрами, двигатель этой машины особенно подчеркивает поперечное расположение его в раме.

Фирма BMW, а также фирмы Gnome-Rhone и Zündapp в течение ряда лет успешно применяют такое расположение двигателя.

Другое конструктивное затруднение вызывает необходимость отнесения оси карданного вала в сторону от средней плоскости мотоцикла (фиг. 188).

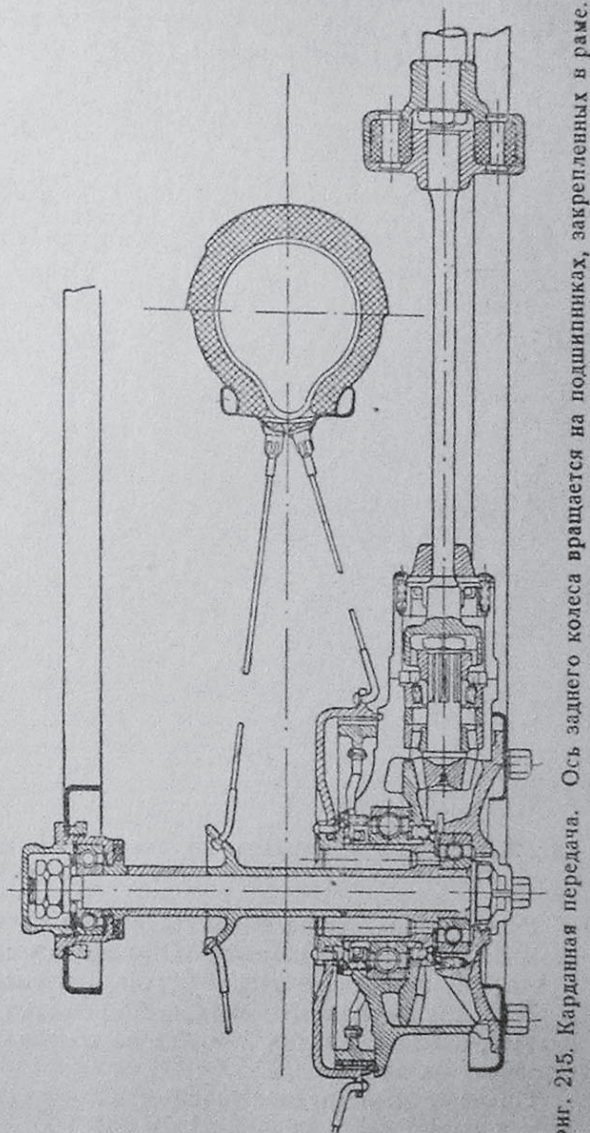
Фирма BMW решает этот вопрос тем, что вводит цилиндрическую зубчатую передачу между валом двигателя и валом коробки передач, заодно разделяя тем необходимое передаточное отношение на два множителя. Кроме того BMW несколько сдвигает вал двигателя от средней плоскости мотоцикла в сторону карданного вала.

Фирма Zündapp решает задачу, применяя коробку передач с цепной передачей от главного вала к вторичному, чем достигается необходимое отнесение его в сторону карданного вала.

В конструкциях, где ось карданного вала служит продолжением оси двигателя, двигатель ставят под некоторым углом к раме (в горизонтальной плоскости). Однако такая конструкция вряд ли может быть рекомендованной.

У нас в СССР карданная передача применена на пожарных мотоциклах Л-600 (фиг. 213).

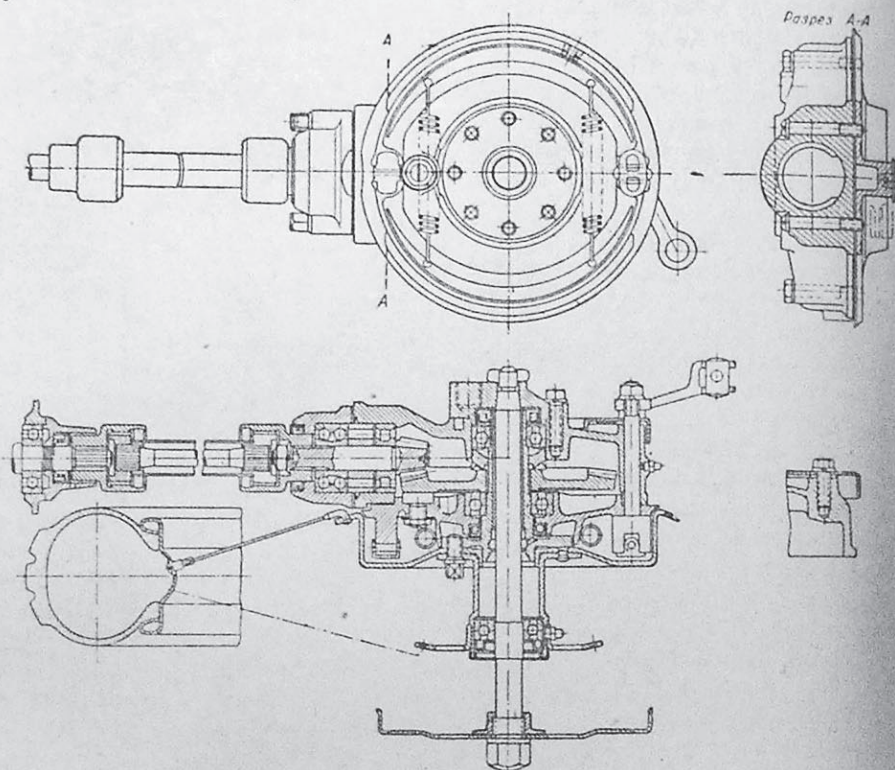
Следует упомянуть еще оригинальный способ осуществления карданной передачи: карданный вал служит продолжением кулачкового



Фиг. 215. Карданная передача. Ось заднего колеса вращается на подшипниках, закрепленных в раме.

валика двигателя. Эта конструкция приведена на фиг. 214. Как видно из нее, коробка передач отнесена здесь к задней втулке.

Для передачи вращения от кардана на втулку заднего колеса применяются обычно конические зубчатые колеса со спиральными зубьями. Может быть применена также и червячная передача.



Фиг. 216. Карданная передача. Втулка заднего колеса вращается на неподвижно закрепленной оси.

Учитывая возможные деформации рамы, необходимо предусмотреть карданное сочленение на валу. Обычно применяют мягкие карданные муфты, служащие до некоторой степени и амортизаторами.

Несмотря на существование первоклассных машин с карданной передачей, эта конструкция все еще не получила значительного распространения на мотоциклах.

Примеры конструкций конической передачи на ведущем колесе и втулки колеса даны на фиг. 215 и 216.

1. РАМЫ

1. Общие соображения при конструировании рам

Рама мотоцикла представляет для расчета большие затруднения как со стороны определения действующих на нее внешних усилий, так и для подсчета напряжений в отдельных ее элементах, возникающих от этих внешних сил, если даже последние тем или иным способом уже определены. Нагрузка от веса седока, от веса отдельных механизмов мотоцикла — двигателя, коробки скоростей, бака с горючим и прочих узлов и деталей, а также точки приложения этих сил определяются сравнительно легко. Точно так же нетрудно определение передающихся на раму усилий, возникающих при торможении, и тягового усилия на ведущем колесе, но напряжения, возникающие в раме от всех нагрузок, относительно невелики по сравнению с напряжениями от нагрузки динамического (ударного) характера, обусловливаемой неровностями дороги. Эти последние нагрузки являются функцией целого ряда величин: скорости, веса всего мотоцикла и распределения его по осям, качества амортизации и в конечном итоге — качества дороги, т. е. величины, плохо поддающейся цифровой характеристике.

Если мы обратимся к автомобильной практике, то увидим, что и там не существует до сих пор сколько-нибудь теоретически обоснованного расчета рам, несмотря на несравненно большее количество накопленных в этой области теоретических и экспериментальных материалов.

Однако, если даже все внешние силы, действующие на раму, определены тем или иным путем, то дальнейшие затруднения расчета заключаются в том, что в большинстве конструкций рамы представляют собой статически неопределимые системы. Еще более усложняются расчеты рам, несущих дополнительную нагрузку от боковой коляски, ввиду появления в этом случае сил, действующих не в плоскости рамы, а также изгибающих моментов, зависящих от способа крепления коляски к раме.

Поэтому при конструировании мотоциклетной рамы наиболее простой и надежный пока путь — это подражание какой-либо из существующих конструкций, достаточно хорошо зарекомендовавших себя на практике. В сущности применение при конструировании эмпирических формул, столь широко распространенное во всех областях машиностроения, также в конечном итоге приводит к копированию образцов, проверенных на практике, и не дает возможности судить о напряжениях, действительно

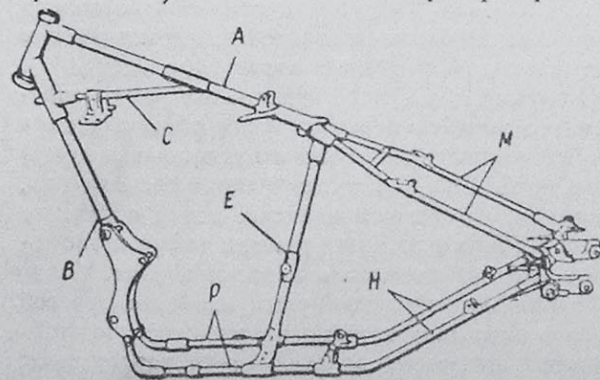
имеющих место в данной детали. Это, однако, не исключает возможности внесения в конструкцию тех или иных изменений сообразно с общей компоновкой машины и ее назначением. В настоящее время имеется достаточное количество конструкций рам, предназначенных для работы в самых разнообразных условиях и хорошо зарекомендовавших себя на практике, поэтому при конструировании новой машины выбор типа рамы не должен представлять особенных затруднений.

2. Классификация мотоциклетных рам

Большинство современных мотоциклетных рам носит в себе следы конструктивных элементов своего прообраза — велосипедной рамы, влияние которой особенно сильно для мотоциклов небольшого литража. В случае применения более мощных двигателей этот тип рамы уже плохо удовлетворяет предъявляемым к ней требованиям. Однако в связи с наблюдающейся сейчас тенденцией (особенно на континенте Европы) отойти от ортодоксальных конструкций в мотоцикле, исторически сложившихся на пути развития мотоцикла из велосипеда, снабженного вспомогательным моторчиком, — мотоциклетные рамы также претерпели коренные изменения, в одних случаях приведшие их к вполне самостоятельной конструкции, а в других — носящие следы влияния конструктивных особенностей автомобильных рам. Однако старые рамы велосипедного типа также нельзя обойти, ввиду громадного их распространения на мотоциклах английских марок, более консервативных, чем европейские модели континента, но все же дающих ряд весьма удачных конструктивных решений. Классифицировать современные конструкции мотоциклетных рам можно по целому ряду признаков. Наиболее характерные подразделения следующие.

А. По характеру основных конструктивных элементов рамы

1. Рамы из стальных труб. 1. Рамы неразборного типа (узлы пропаяны). Это — наиболее распространенный тип для английских мотоциклов. Характерными примерами этой конструкции могут служить рамы, изображаемые на фиг. 217 и 218.



Фиг. 217. Трубчатая рама неразборного типа.

трубами *L* в расчете на значительную одностороннюю нагрузку от натяжения ведущей цепи.

Они предназначены для мотоциклов с одноцилиндровым двигателем кубатурой 500—600 см³, развивающих мощность порядка 18—22 л. с. На фиг. 218 следует обратить внимание на усиление задней вилки тру-

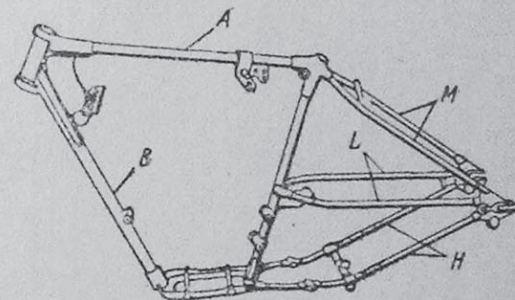
2. Рамы разборного типа с узлами на болтовых соединениях. Этот тип применяется главным образом для мотоциклов с двигателями кубатурой не свыше 300—350 см³.

3. Рамы смешанного типа. Основная часть — неразборная с пропаянными узлами, некоторые же элементы (чаще всего задняя вилка) — отъемные, на болтах. Этот тип рамы почти столь же распространен, как и приведенный в пункте 1.

Примером такой рамы является изображенная на фиг. 219 рама мотоцикла АМ-600.

Сравнивая три приведенных только что типа, можно отметить, что, в смысле жесткости, рамы с применением болтовых соединений несколько уступают рамам с пропаянными узлами, однако они имеют некоторые преимущества при ремонте или замене отдельных элементов рамы в случае аварии с ней.

2. Рамы из листового материала, штампованные 1. Рамы неразборные. Наиболее часто применяющаяся разновидность данного типа — эта рама, выштампованная из листа в виде двух боковин, сваренных или склепанных между собой в головке и еще в нескольких местах при помощи поперечных связей, также обычно штампованных. В качестве примеров этой конструкции можно привести фиг. 220 и 221.

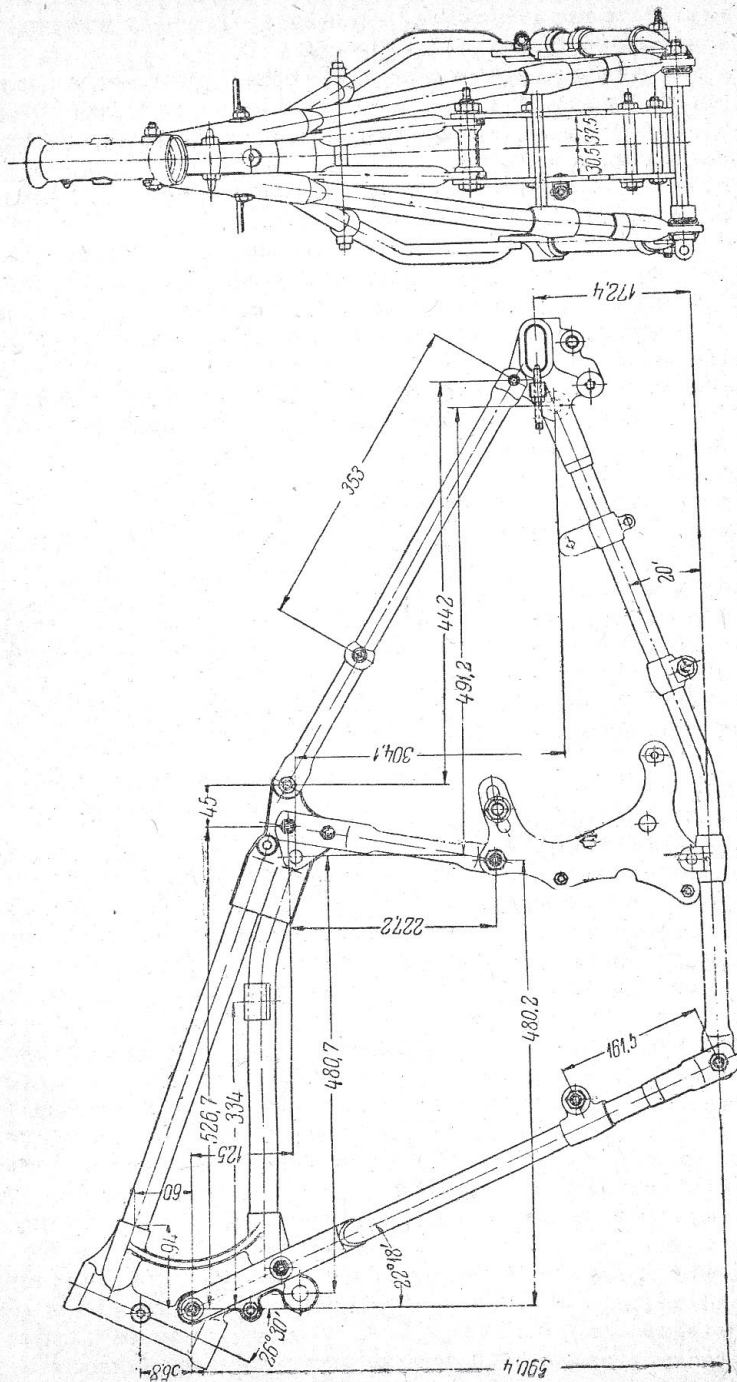


Фиг. 218. Трубчатая рама неразборного типа с усиленной задней вилкой.

Фиг. 220 изображает раму мотоцикла ПМЗ-750, а фиг. 221 — В-125 (МЛ-3).

При проектировании рам этого типа следует иметь в виду, что для их штамповки требуется наличие прессы весьма значительной мощности. Отсутствие нужного оборудования заставляет в таких случаях выбирать другую разновидность этого класса — тип рам, сваренных или склепанных из отдельных элементов, также выштампованных из листового материала и имеющих обычно коробчатое сечение. Рамы этого типа были применены на первых советских мотоциклах, построенных в Ижевске в 1929 г. При штамповке простых по очертаниям деталей этих рам количество отходов незначительно, хотя и в первой разновидности обычно удается использовать часть отходов на другие мелкие детали, требующие также листового материала. Желание избежать в некоторых случаях сварки или склепки (последняя ухудшает несколько внешний вид мотоцикла) приводит к следующему типу штампованных рам.

2. Разборные штампованные рамы. Этот тип хорошо известен по мотоциклам Л-300 и ИЖ-7. Чертеж общего вида и детали этой рамы даны на фиг. 222 и 223. К недостаткам ее следует отнести несколько малую поперечную жесткость, в особенности задней вилки, ведущей к разрегулированию цепной линии.

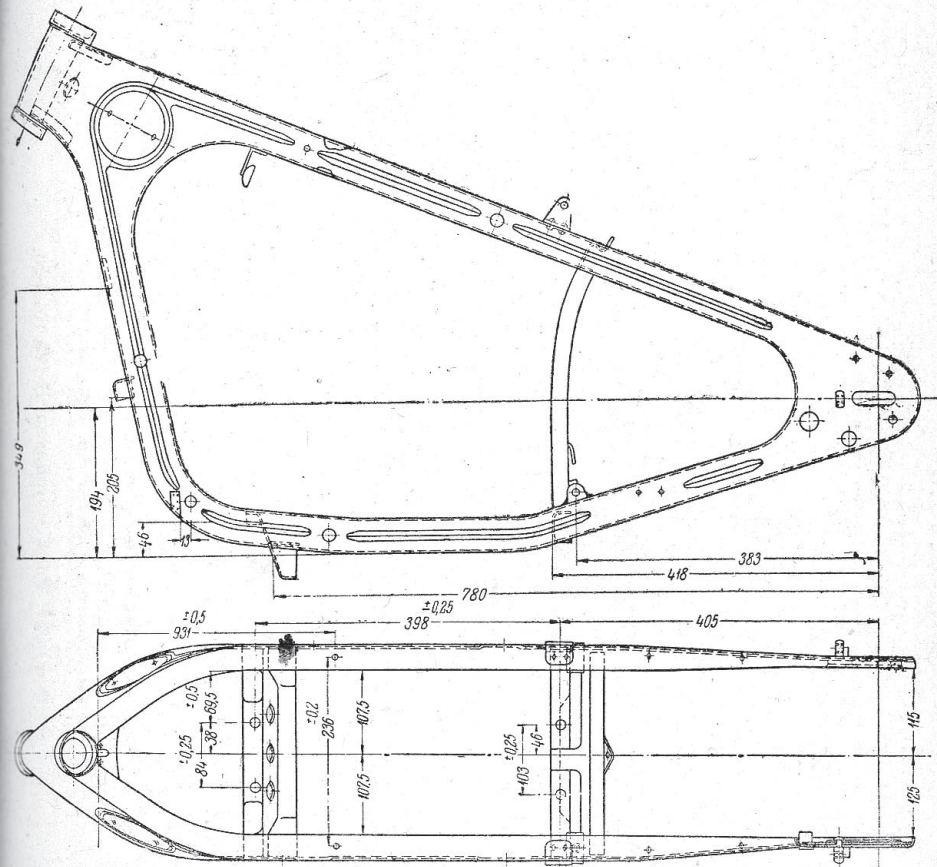


Фиг. 219. Рама мотоцикла АМ-600.

3. Рамы смешанного типа. Обычно они выполняются в виде разборных рам, состоящих из отдельных трубчатых, штампованных или кованных деталей.

Сравнивая качества трубчатых и штампованных рам, можно установить следующее.

1) Поперечная жесткость трубчатой рамы достигается легче, чем штампованной, однако рационально построенная штампованная рама

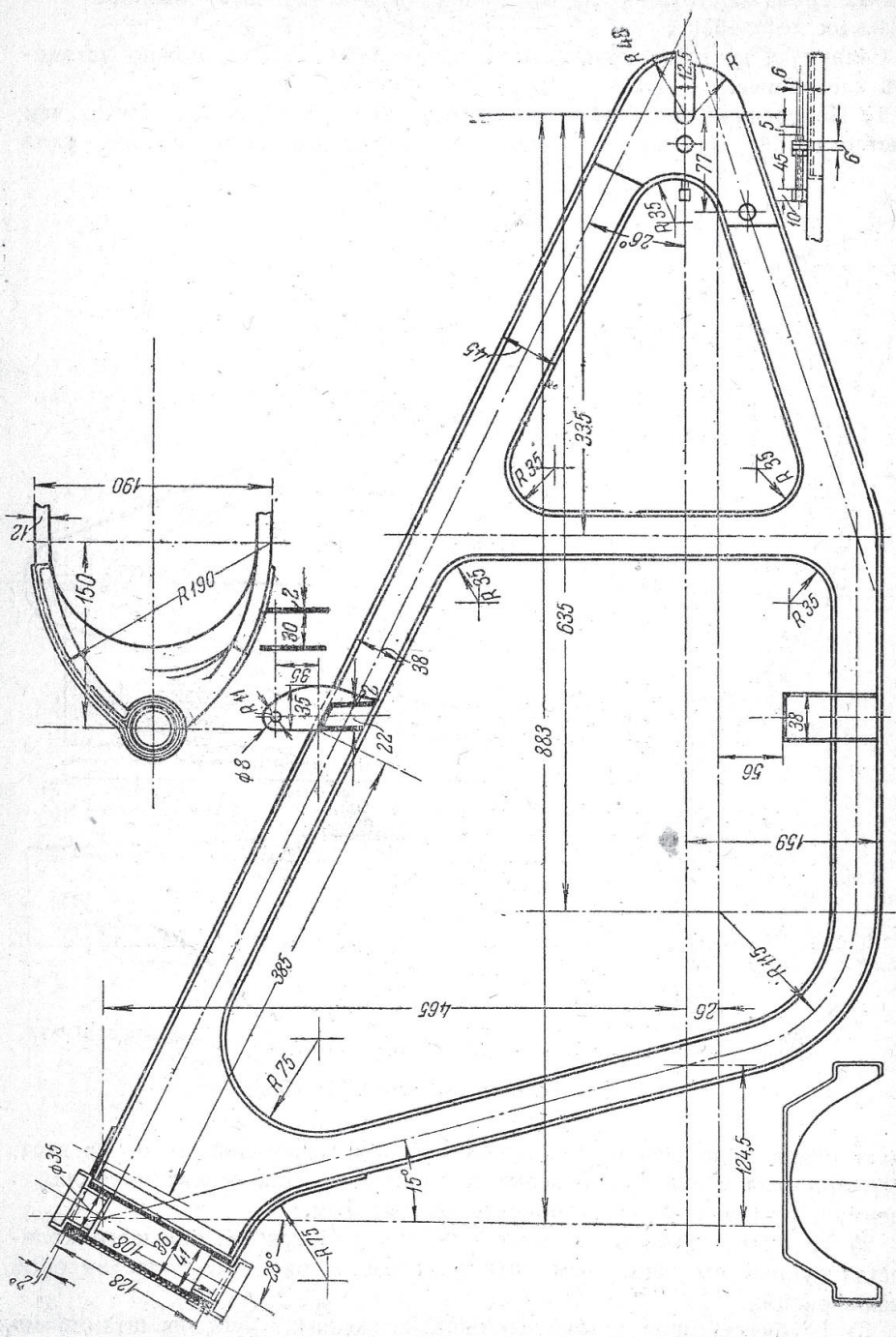


Фиг. 220. Рама мотоцикла ПМЗ-750.

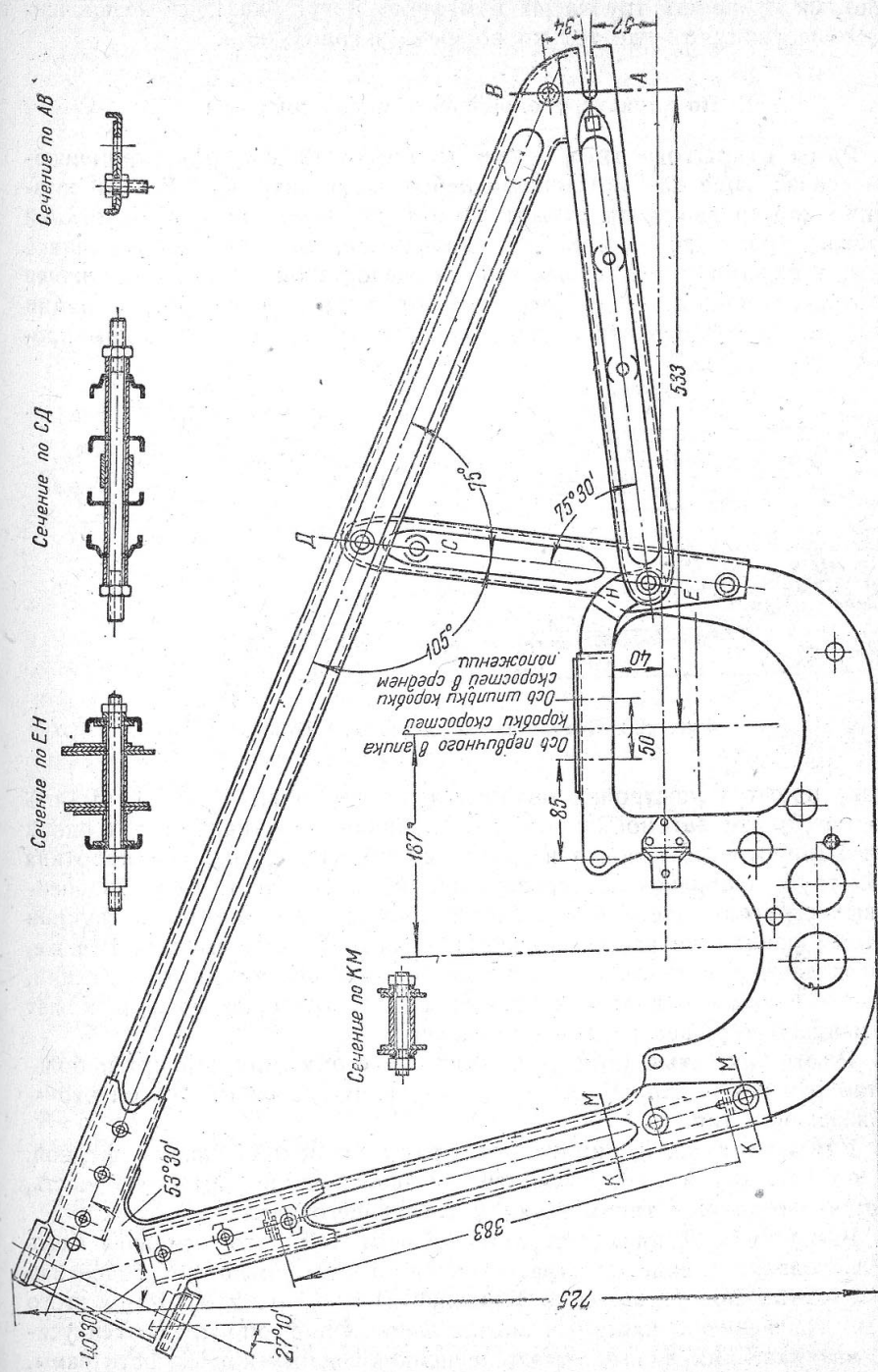
будет обладать не меньшей жесткостью, чем трубчатая того же веса, особенно для средних и тяжелых мотоциклов. Для легких мотоциклов преимущества в весе на стороне трубчатых рам.

2) Трубчатая рама в процессе производства требует большего количества ручных операций, чем штампованная, и рабочих более высокой квалификации.

3) Трубчатая рама требует высококачественных труб, для штампованных же рам качество материала играет меньшую роль, ввиду их большей прочности и меньшего влияния на них производственных процессов.



Фиг. 221. Рама мотоцикла В-125 (МЛ-3).

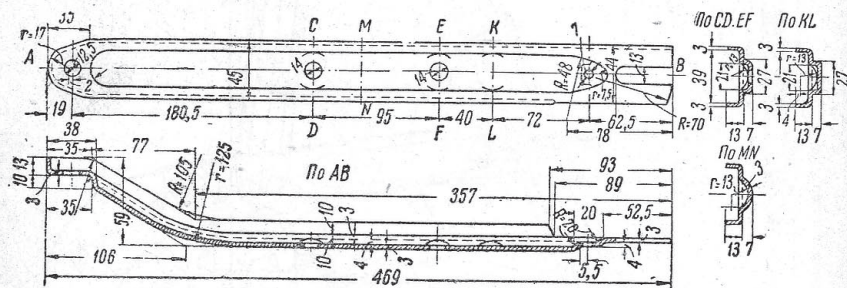


Фиг. 222. Рама мотоцикла Л-300.

4) Неполноценности производственного процесса, влияя, как только что указано, на прочность трубчатых рам, легко могут оказаться незамеченными, обнаруживаясь уже только во время эксплуатации.

Б. По характеру общей конфигурации рамы

1. Рамы открытого типа — уже отживающий вид рам, применяющийся сейчас чаще для мотоциклов небольшого литража. В этой конструкции картер двигателя служит звеном, замыкающим раму в нижней ее части. Кроме дополнительных напряжений, вызываемых в отливке картера, этот тип имеет существенный недостаток в том, что нижняя часть картера ничем не предохранена от ударов о выступы и камни дороги; это имеет особенное значение при небольшом дорожном просвете („клиренсе“).



Фиг. 223. Детали рамы мотоцикла Л-300.

Была попытка постройки мотоцикла, не имеющего вовсе рамы, подобно некоторым автомобильным конструкциям. Так, например, в одной конструкции рулевая головка и задняя вилка, состоявшая из 4 коротких прямых труб, крепились непосредственно к самому двигателю. Дальнейший выпуск этой модели был прекращен из-за неудачной конструкции двигателя, рамная же часть ее особых нареканий не вызвала. Все же, учитывая даже и удачные опыты автомобильных безрамных конструкций, следует ожидать, что в этом направлении для мотоцикла вряд ли может быть найдено хорошее разрешение задачи.

2. Рамы закрытые (тип „люльки“). К этому типу относится большинство ранее уже приведенных примеров. В настоящее время это — преобладающий тип.

3. Рамы плоские. К ним относятся рамы с плоской основной фермой. Рамы по фиг. 217 и 218, имеющие раздвоенную подмоторную часть, являются переходным типом к рамам следующего типа.

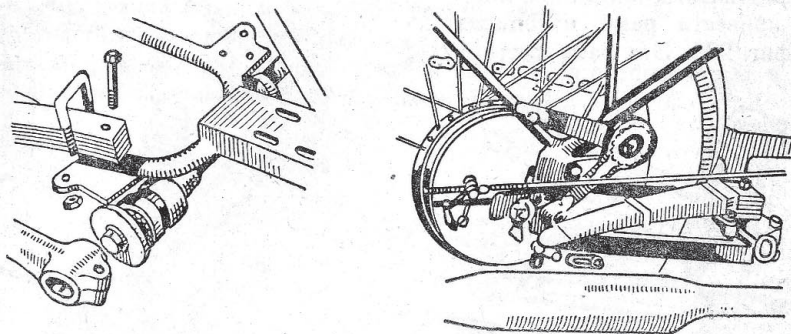
4. Рамы типа Дуплекс характеризуются тем, что основная часть рамы выполнена в виде пространственной фермы, имеющей более или менее значительное расширение в нижней части (фиг. 219). Рамы этого типа по сравнению с плоскими значительно лучше сопротивляются усилиям, возникающим в плоскостях, перпендикулярных к плоскости рамы. Для рам, штампованных из листа, такая конструкция обуславливается уже недостаточной поперечной жесткостью каждой половины рамы в

отдельности (фиг. 220). Преимущества дуплексного типа рам особенно существенны для работы с боковой коляской ввиду значительных поперечных усилий, ею вызываемых.

Далее рамы можно подразделить по конструкции на:

1. Жесткие, к которым относятся все ранее приведенные образцы.

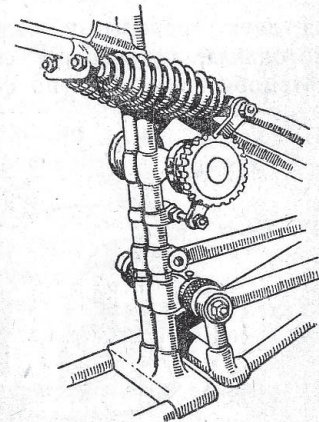
2. Пружинные (или рессорные). Проблема подрессоривания заднего колеса привлекала внимание конструкторов мотоциклов чуть ли не



Фиг. 224. Детали рессорной рамы.

с первых дней существования последних. Кроме увеличения комфорта при езде, подрессоривание заднего колеса благоприятно отзывается на сохранности всех механизмов мотоцикла.

Однако конструктивные трудности здесь настолько значительны (в особенности в устройстве передачи на заднее колесо), что до сих пор из множества появившихся конструкций жизненными оказались весьма немногие. Некоторое время значительное распространение имели плоские рессоры (листовые). В значительной мере их успех следует объяснить присущим им свойством самоамортизирования колебаний, так как фрикционные амортизаторы, применяемые сейчас как при спиральных пружинах, так и при плоских рессорах, тогда еще не применялись. В настоящее время создались уже вполне жизненные конструкции и со спиральными пружинами. В качестве примеров современной конструкции с листовыми рессорами может служить фиг. 224, со спиральными же — фиг. 225 и 226. Первая и третья имеют преимущество в незначительном весе непрорессоренных частей

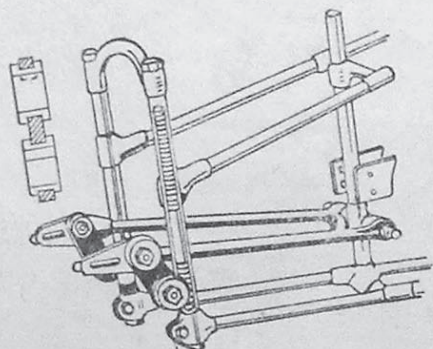


Фиг. 225. Задняя вилка со спиральными пружинами.

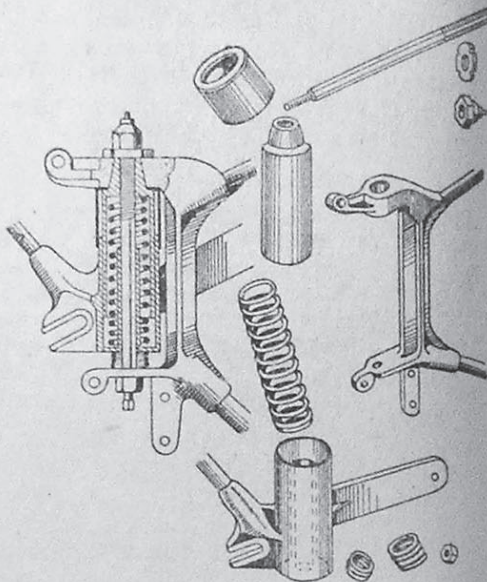
В последнее время применение рессорных рам все более и более расширяется. Ими стали снабжаться даже спортивные машины, для которых пригодность подрессоренных рам раньше была под сомнением.

Наиболее зарекомендовали себя на практике рессорные рамы, в которых вес неподдресоренных частей сведен до минимума. На фиг. 227 изображены разрез и детали узла задней вилки с поддресоренным задним колесом такой конструкции.

Как пример рамы, сконструированной под влиянием автомобильных тенденций, можно привести раму мотоцикла на фиг. 228. Эта рама состоит

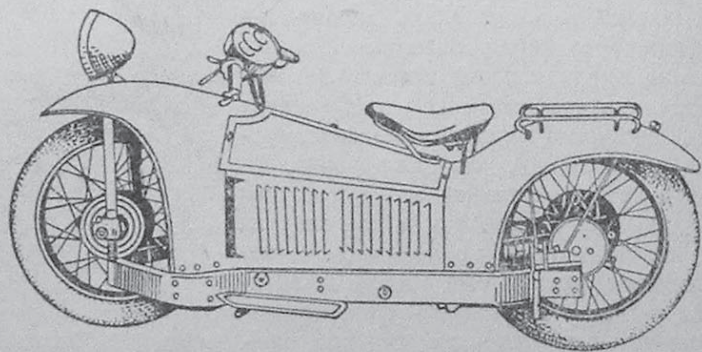


Фиг. 226. Деталь рамы мотоцикла ОЕС.



Фиг. 227. Узел рамы с поддресоренным задним колесом.

из двух продольных балок, на которых укреплены все механизмы мотоцикла, защищенные сверху капотом, также сильно напоминающим автомобильный. Рама по фиг. 226, хотя и выполненная из труб, также



Фиг. 228. Мотоцикл „Мажестик“.

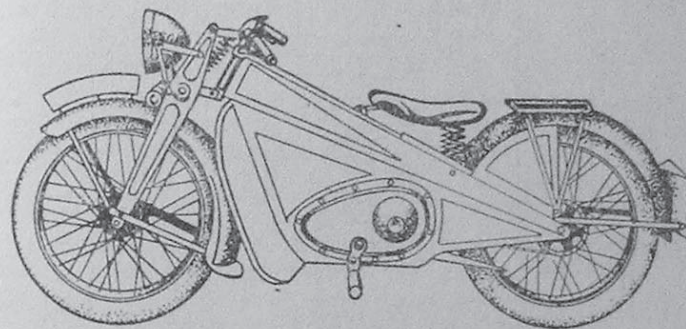
сильно отходит от обычного мотоциклетного типа. Как в первой, так и во второй раме совершенно своеобразен способ поворота переднего колеса, что вызвано отсутствием передней вилки. В конструкции на фиг. 228 не совсем обычно для глаза покрытие капотом всех механиз-

мов, что, однако, несколько предохраняет их от пыли, а костюм водителя — от масла и грязи. Последнее также весьма удачно разрешается и в обычных штампованных рамах, как видно из фиг. 229.

3. Подбор основных размеров рам

При подборе основных размеров рам наибольшее значение имеют:

1. База мотоцикла (т. е. расстояние между осями колес).
2. Высота седла над уровнем земли.
3. Расстояние низшей точки от уровня земли.
4. Высота головки рамы над землей.
5. Габаритные размеры двигателя и способ его расположения в раме в связи с выбранной системой передачи на заднее колесо.



Фиг. 229. Мотоцикл „Эпифильд“.

Для целого ряда выполненных конструкций эти величины приведены в отделе 1, на стр. 11.

Руководствуясь этими данными и выбрав на основании ранее приведенных соображений наиболее подходящий тип рамы, подбирают остальные размеры ее, сообразуясь с соотношениями, приведенными в таблице на стр. 288.

При выборе базы мотоцикла можно считать, что длина базы растет вместе с литражем установленного в раму двигателя, однако отдельные конструкции выпадают из этого общего правила. Для мотоциклов, специально предназначенных для гонок, особенно трековых, базу стараются по возможности сократить, преследуя цель лучшего прохода по виражам.

Расстояние P , так называемый дорожный просвет, или „клиренс“, по условиям наших дорог делать следует не менее 120—110 мм (для коротких баз можно взять меньший из указанных пределов). Особенности трудности возникают при размещении в раме одноцилиндрового двигателя с верхними клапанами и кубатурой 500 см³ и выше. Обладая сравнительно значительным габаритом по высоте, этот двигатель заставляет итти на уменьшение „клиренса“ или делать в трубе C выгиб в вертикальной или горизонтальной плоскости, чтобы пропустить головку цилиндра. Сообразно с этим приходится и в баке делать соответствующую выемку, что кроме производственных затруднений делает неудобным

Таблица размеров труб для мотоциклетных рам

Наименование	Обозн. труб по фиг. 217—218	Наружный диаметр		Толщина стенок		Примечание
		мм	дм.	мм	дм.	
Верхняя труба	A	26—28—30	$1 - 1\frac{1}{8} - 1\frac{3}{16}$	от 2 до 3 мм	$\frac{1}{16}$ до $\frac{3}{16}$ или № 10—16 по Бирминг. калибру	Часто отсутствуют
Нижняя труба (под баком)	C	26—28—30	$1 - 1\frac{1}{8} - 1\frac{3}{16}$			
Подседельная труба	E	28—30—32	$1\frac{1}{8} - 1\frac{3}{16} - 1\frac{1}{4}$			
Передняя труба	B	30—32	$1\frac{3}{16} - 1\frac{1}{4}$			
Передние трубы типа Дуплекс	D	22—26	$\frac{7}{8} - 1$	—	—	Обычно является проложенным труб L, D или B или заменяется специальной поковкой
Задняя труба	M	22—26	$\frac{7}{8} - 1$			
Средняя вилка	L	22—26	$\frac{7}{8} - 1$			
Нижняя вилка	H	22—26	$\frac{7}{8} - 1$			
Подмоторная труба	P	—	—	—	—	Труба овального сечения или специальное профильное или полосовое железо
Откидная подставка у заднего колеса	—	—	—	—	—	—
Откидная подставка у переднего колеса	—	12—15	$\frac{1}{2} - \frac{5}{8}$	—	—	—
Стойка крепления щитков	—	12—16	$\frac{1}{2} - \frac{5}{8}$	—	—	—
Багажник	—	12—16	$\frac{9}{16} - \frac{5}{8}$	—	—	—

и доступ к клапанному механизму двигателя. Повышение всей рамы также весьма нежелательно, так как оно влияет на устойчивость машины. Поэтому в последнее время было создано много конструкций с наклонным расположением цилиндра, причем угол наклона встречается от 80° до 30° . Однако такое расположение цилиндра часто оказывало неблагоприятное влияние на устойчивость мотоцикла, и некоторые фирмы, применявшие этот способ установки, в последующих моделях от него отказывались. К сожалению, очень трудно теоретически подойти к вопросу об устойчивости машины; проверка ее возможна только экспериментальным путем.

Что же касается поперечных размеров рамы, то ширину в свету задней вилки определяют главным образом размеры шины. Даже в самых легких моделях следует предусмотреть возможность свободного прохода пневматиков не менее $3''$, для тяжелых же моделей ширина вилки должна быть рассчитана на шины до $5''$ (в данное время часто применяется размер $28'' \times 4,75''$). Зазор между шиной и сторонами вилки должен быть достаточен для пропуска цепей, применяемых против скольжения при езде по снегу. Кроме того необходимо разместить в вилке грязевые щитки достаточной ширины, причем весьма желательно по производственным соображениям делать в них какие-либо фасонные вырезы для пропуска труб рамы. Расстояние между шинами и внутренней поверхностью щитков должно быть не менее $30-25$ мм во избежание забивания снегом зимой. Для выполнения всех этих условий приходится назначить ширину задней вилки в свету около $190-200$ мм и даже несколько более в тяжелых моделях. При цепной передаче на заднее колесо нужно обеспечить достаточный зазор не менее $10-12$ мм, между цепью и шиной заднего колеса, что заставляет выбирать увеличенное расстояние цепной линии от средней плоскости рамы. Для прохода же цепи в свою очередь приходится или раздвигать трубы M вилки или делать в соответствующем месте трубы выгиб.

Учитывая, что для подтягивания цепи требуется возможность перемещения заднего колеса примерно на двойной шаг цепи (что при цепях $\frac{5}{8}'' \times \frac{3}{8}''$ составляет около 32 мм), нужно проверить соблюдение всех указанных условий в обоих крайних положениях колеса.

В рамах типа Дуплекс поперечное расстояние между трубами D в нижней точке рамы определяется расположением, габаритом и условиями крепления двигателя, однако нужно иметь в виду, что при незначительном расстоянии этой точки рамы от земли, при проходе по закруглениям на больших скоростях с соответствующим креном, возможно задевание земли крайними точками рамы. Это обстоятельство заставляет делать дуплексную раму шириной внизу не более $200-250$ мм.

Для подбора сечений труб могут служить таблицы (стр. 288 и 290), обозначения которых относятся к фиг. 217 и 218.

При подборе нужного диаметра труб в указанных выше пределах следует иметь в виду следующие соотношения, обычно соблюдаемые в имеющихся конструкциях:

1. Труба A по диаметру одинакова с C, реже бывает $A > C$.
2. Наибольший диаметр имеет обычно труба B.
3. Труба E или равна или меньше B.

Типы мотоциклов	Обозначение труб (по фиг. 217 и 218)						Откидная подставка у заднего колеса	Откидная подставка у переднего колеса	Стойки цент-ков	Багажник
	A	C	B	E	D	M				
500 см ³ с в/к (английской констр.)	1" (26 мм)	1" (26)	1 1/4" (32)	1 1/4" (32)	—	7/8" (22)	—	1 3/16" X 5/8" (30 X 16)	1 1/2" (12)	—
500 см ³ с в/к (германской констр.)	1 3/16" (30)	—	—	1 3/16" (30)	1" (26)	1" (26)	—	—	5/8" (16)	5/8" (16)
500 см ³ с в/к (бельгийской констр.)	1 1/8" (28)	1 1/8" (28)	1 1/4" (32)	1 1/4" (32)	—	—	—	Профильн. сечение	1 1/2" (12)	5/8" (16)
1200 см ³ с 6/к (2-цикл. амер. маш.)	1 1/4" (32)	1 1/4" (32)	1 1/4" (32)	1 1/4" (32)	—	7/8" (22)	—	Спец. профильн. пок. сечен.	—	—
500 см ³ с 6/к (английской констр.)	1 1/8" (28)	1 1/8" (28)	1 1/4" (32)	1 1/8" (22)	—	1" (26)	—	1 5/16" X 1 1/2" (34 X 12)	9/16" (14)	9/16" (14)

4. Трубы *M* и *H* обычно имеют одинаковые диаметры, но встречаются конструкции, в которых $M > H$, и наоборот, в зависимости от различных дополнительных нагрузок, например крепления анкера заднего тормоза, расположения отверстий для крепления коляски и пр.

Рамы штампованные выполняются обычно из листового материала толщиной от 2,5 до 3,5 мм.

В качестве конкретных примеров выполненных трубчатых рам в таблице на стр. 290 даны цифры нескольких европейских и американских конструкций.

Трубы, идущие на изготовление рам, содержат от 0,2 до 0,3% углерода, временное сопротивление на разрыв достигает для них 50 кг/мм², относительное удлинение до 30%. Соединение труб этого качества в узлах можно производить посредством сварки или пайки медью.

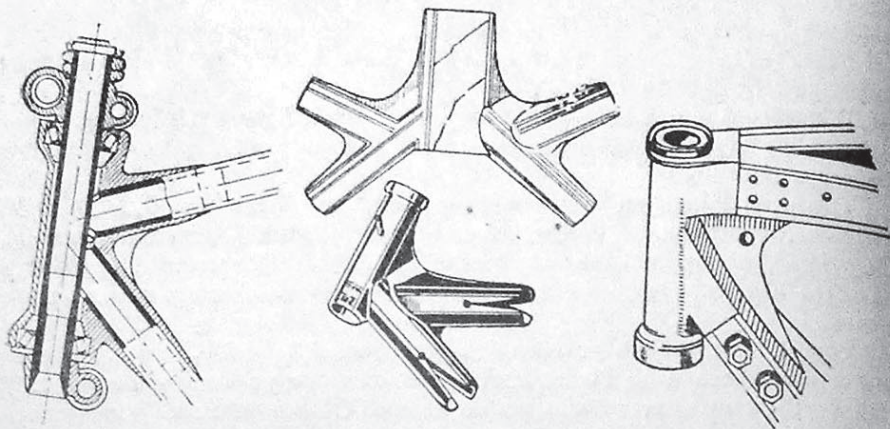
Трубы, содержание углерода в которых 0,3—0,5%, имеют временное сопротивление до 70 кг/мм², относительное удлинение около 12%. Эти трубы подлежат только пайке медью. Обычно практикуемый способ пайки—окуномением в расплавленный припой.

Для рам, штампованных из листового материала, может назначаться сталь, соответствующая № 1025 по SAE, т. е. с составом C = 0,20—0,30%, Mn = 0,50—0,80%, P ≤ 0,045%, S ≤ 0,05%. Если не предъявлять к раме очень высоких требований, то можно назначать даже мягкую сталь № 1010 по SAE, т. е. с содержанием C = 0,05—0,15%, Mn = 0,30—0,60%, фосфор и сера как и в предыдущей. Одна из германских фирм применила в 1930 г. в качестве материала для штампованных рам—дуралюминий, но пока опытного материала недостаточно, чтобы сделать сравнение между этими рамами и обычными стальными.

Ниже приведена таблица, в которой даны анализы материала деталей рам некоторых зарубежных фирм.

Фирма	C	Mn	Si	S	P	Врем. сопр. кг/мм ²	Относ. удлин. %	Ковкий чугун
Harley-Davidson								
трубы	0,10	0,45	0,009	0,042	0,021			
узлы	(1,85—1,12)	0,07	0,35	0,184				
DKW								
(штамп. р.)								
головка рамы	0,09	0,40	0,012	0,037	0,013			
тяга передняя	0,07	0,42	0,018	0,038	0,011	36,5	22	
" задняя	0,12	0,46	0,10	0,032	0,011	36	28	
щека рамы	0,15	0,46	0,024	0,032	0,022	39	26	
болт	0,11	0,9	0,01	0,052	0,048			
Norton								
шпильки	0,6	—	—	—	—	75	11,5	
Neander								
(штамп. р.)								
тяги	0,28			Ni				
головка	0,57	0,52	0,24	0,53				

Несколько конструкций головок рам даны на фиг. 230—233. Болты, соединяющие в узлах детали рамы (в разборных конструкциях), а также

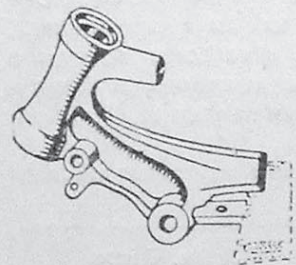


Фиг. 230. Разрез головки трубчатой рамы.

Фиг. 231. Штампованная головка рамы.

Фиг. 232. Головка для штампованной рамы.

крепящие двигатель к раме (в открытых рамах), чаще всего имеют диаметр 8—10 мм, иногда до 12 мм. Для плотной затяжки резьба на них должна быть не крупнее 1-й метрической. Так называемые щеки рамы (служащие соединительной деталью между ней и двигателем, а также и коробкой передач) делаются обычно толщиной 4—6 мм ($\frac{3}{16}$ "— $\frac{1}{4}$ ").



Фиг. 233. Кованная головка рамы.

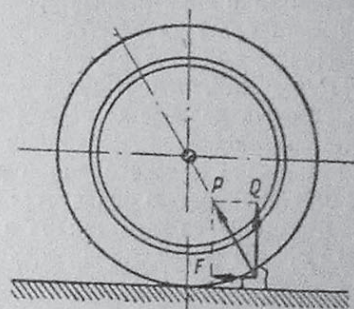
Расположение, размеры и способ крепления угольников, проушин, хомутов и других подобных деталей, служащих для крепления к раме подножек, бака, седла, рукоятки рычага передач, щитков, откидной подставки и т. п., зависят от конструкции этих деталей и общей компоновки машины; дать какие-либо определенные указания для этого не представляется возможным. На приведенных примерах выполненных рам видно довольно много разнообразных способов крепления.

II. ПЕРЕДНИЕ ВИЛКИ

1. Определение

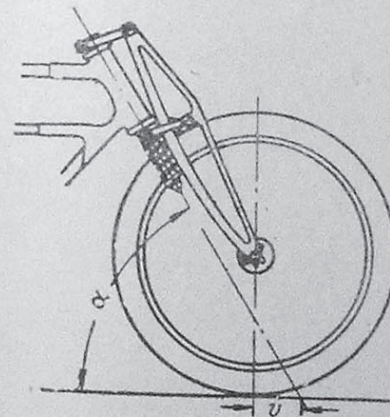
Передняя вилка осуществляет шарнирную связь между передним колесом и рамой мотоцикла, давая возможность управлять машиной путем поворота вилки и укрепленного в ней колеса относительно рулевой головки рамы, и в то же время служит для передачи части нагрузки, приходящейся на переднее колесо. В настоящее время все передние вилки выполняются пружинными, т. е. нагрузка передается от головки рамы на вилку посредством пружины или листовой рессоры, чем увеличивается комфорт езды, так как толчки передаются на руки гораздо слабее и сама машина предохраняется от тряски.

При встрече колесом препятствия сила удара, действующая по радиусу колеса, направляется наклонно, как показано на фиг. 234. Для того чтобы по возможности разгрузить головку рамы и переднюю вилку от изгибающих усилий, им обычно придают наклонное положение в соответствии с направлением силы удара. Кроме того наклон передней вилки облегчает управление мотоциклом (см. раздел „Динамика мотоцикла“).



Фиг. 234. Действие силы удара на колесо при встрече препятствия.

Шарниры вилки, позволяющие последней совершать упругие колебания, проектируются с таким расчетом, чтобы перемещения вилки происходили также по наклонной линии параллельно оси головки рамы. В виде исключения встречаются другие конструкции, о которых говорится ниже. При проектировании передней вилки является весьма существенным относительное расположение оси рулевой головки рамы и центра переднего колеса (фиг. 235). Угол наклона α выбирается в пределах 58—70°. В качестве среднего значения, установленного практикой, можно принять угол $\alpha = 65^\circ$. Как видно из фиг. 235, реакция дороги, действующая в сторону, противоположную движению машины, приложена в точке соприкосновения колеса и дороги, расположенной за осью вращения вилки. Следовательно, эта сила стремится удерживать колесо в плоскости, совпадающей со средней плоскостью всего мотоцикла, т. е. стабилизирует управление мотоциклом при езде по прямой дороге (см. „Динамика мотоцикла“).



Фиг. 235. Расположение центра переднего колеса относительно оси рулевой головки рамы.

Степень стабилизации мотоцикла, очевидно, зависит от расстояния a между точкой соприкосновения переднего колеса с дорогой и точкой пересечения оси рулевой головки рамы с дорогой. Это расстояние для современных машин колеблется в пределах 50—75 мм. При езде по извилистым дорогам более целесообразно применение меньших значений вышеприведенной величины, так как требует меньших усилий от водителя при повороте руля. Большие значения оправдываются при быстрой езде по прямым дорогам.

2. Классификация

Передние вилки можно разбить на 4 основные группы по их конструкции:

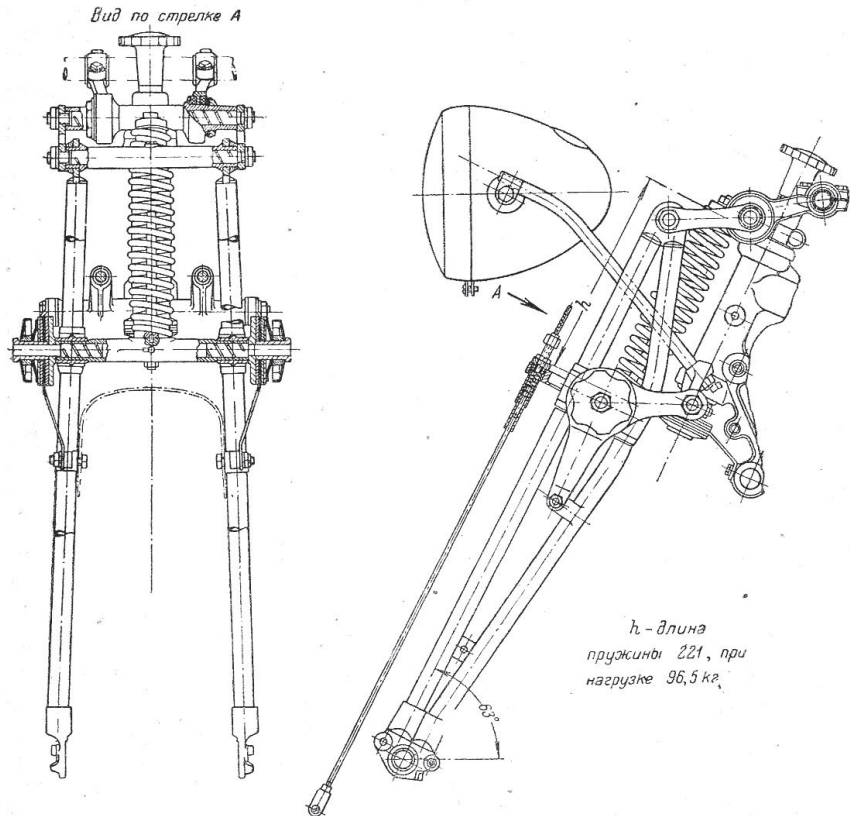
1. Вилки, воспринимающие наклонную силу удара при наезде на препятствие (фиг. 234).

2. Вилки, воспринимающие вертикальную составляющую силы удара
3. Вилки, воспринимающие горизонтальную составляющую силы удара.
4. Вилки универсальные, способные к восприятию как отдельных составляющих силы удара, так и равнодействующей в целом.

Почти исключительным распространением в настоящее время пользуются вилки, относящиеся к первой категории, которые в свою очередь могут быть разделены на две группы: 1) вилки с неподрессоренной фермой, совершающей колебания вместе с колесом; 2) вилки с полностью или частично поддрессоренной фермой. Из этих двух подразделений большей популярностью пользуется первая. Вилки этого типа ставятся на огромное большинство мотоциклов всех типов во всех странах, за исключением США, где имеется, впрочем, всего только три мотоциклетных завода.

3. Вилки с неподрессоренной фермой

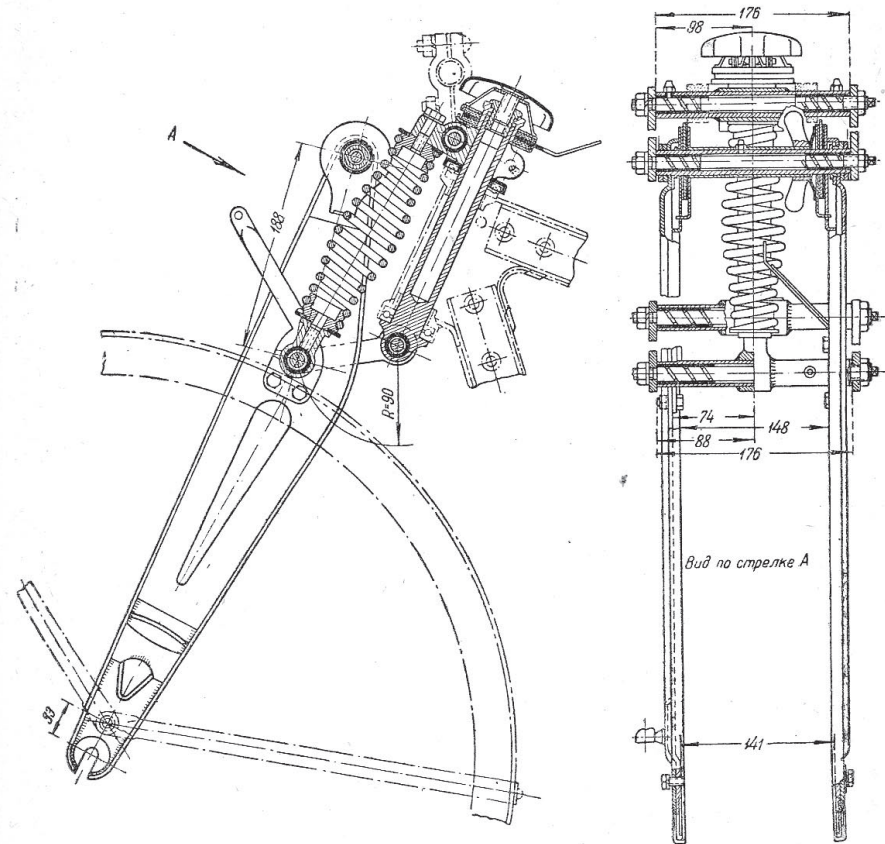
Типичным представителем этого вида может служить вилка мотоцикла АМ-600 (фиг. 236). Все вилки этой группы состоят из двух парал-



Фиг. 236. Передняя вилка мотоцикла АМ-600.

ельных ферм, между которыми помещается колесо, связанных в верхней и средней частях двумя поперечинами трубчатого сечения, через кото-

рые проходят оси; последние, в свою очередь, связывают при помощи четырех горизонтальных сержек фермы вилки с рулевой колонкой. По большей диагонали параллелограмма, образованного четырьмя шарнирами, располагается спиральная пружина, работающая на сжатие. На некоторых мотоциклах, как, например, на некоторых моделях Ариель и Триумф, пружина располагается по меньшей диагонали параллелограмма, и, следовательно, работает на растяжение. Более распространены пружины, работающие на сжатие; в случае поломки пружина, работающая на сжатие, еще будет в состоянии оказывать некоторое сопротивление колебаниям вилки и предотвратит жесткий удар вилки об раму.



Фиг. 237. Передняя вилка мотоцикла Л-300.

жины, работающие на сжатие; в случае поломки пружина, работающая на сжатие, еще будет в состоянии оказывать некоторое сопротивление колебаниям вилки и предотвратит жесткий удар вилки об раму.

Боковые фермы вилки должны обладать надлежащей жесткостью как в поперечной, так и в продольной плоскости мотоцикла для того, чтобы успешно сопротивляться изгибающим и сжимающим усилиям, возникающим при езде по неровной дороге. Значительные изгибающие усилия возникают в вилке при торможении переднего колеса.

Боковые фермы вилки изготавливаются из стальных цельнотянутых труб или штампуются из листовой стали (фиг. 237). Цельнотянутые трубы берут диаметром от 14 до 22 мм с толщиной стенки 2—3 мм.

В качестве материала для труб употребляется углеродистая сталь такого же качества, как и для рам (см. отдел „Рамы“).

Фермы передних вилок тяжелых и быстроходных мотоциклов нередко изготавливаются из конических цельнотянутых труб. Наибольшее сечение конические трубы имеют у нижнего шарнира, служащего опорой для пружины; от нижнего шарнира трубы постепенно сужаются к верхнему шарниру и к оси переднего колеса. Применение конических труб дает возможность получить весьма жесткую конструкцию при небольшом весе.

Узлы соединения трубчатых вилок, в которые впаиваются трубы, расположенные по концам и средней части вилки, штампуются из углеродистой стали марки 1040 по спецификации SAE. Для штампованных ферм вилок типа Л-300 применяется листовая сталь марки 1010 или 1020 по SAE. Для увеличения поперечной жесткости по контуру вилочной фермы делают фасонную выдавку; кроме того края листовой заготовки загибаются и образуют круговую полку шириной 8—10 мм. Сталь для заготовки должна иметь толщину 3—3,5 мм.

Для легких мотоциклов с двигателями до 125 см³ передняя вилка получается достаточно прочной при толщине железа 1,8—2 мм. Вилки со штампованными фермами, в отличие от трубчатых, обычно выполняются разборной конструкции; поперечные трубки, имеющие в этом случае припаянные или приваренные фланцы, присоединяются к фермам при помощи болтовых соединений (фиг. 237). У трубчатых вилок все соединения делаются паянными, и вследствие этого их ремонт и замена поврежденных частей более затруднительны.

Фермы большинства современных вилок имеют треугольную форму. Некоторые фирмы предпочитают симметричную, ромбовидную форму. Симметричная форма более выгодна для штампованных вилок, так как позволяет получить обе половины в одном штампе. Ниже (стр. 297) приводится таблица габаритных размеров треугольных вилок и таблица основных монтажных размеров серии передних вилок фирмы Тигер.

При езде с боковой коляской, вызывающей большую поперечную нагрузку на вилке, применяются вилки, имеющие поперечные растяжки, увеличивающие боковую жесткость вилки. На фиг. 239 изображена вилка „Druid“ такой конструкции. Эта вилка имеет трубчатые фермы ромбовидной формы.

Фирма Тигер для получения большой поперечной жесткости ставит две параллельно идущие трубы, как показано на фиг. 240.

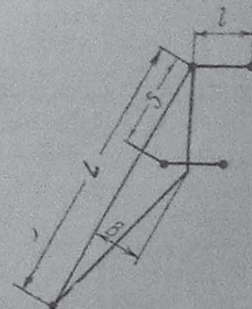
В большинстве случаев применяется одна центральная пружина (фиг. 236, 237), но встречаются вилки, имеющие две пружины, расположенные между боковыми фермами в верхней части или опирающиеся на трубку нижнего неподвижного шарнира и вынесенные за пределы боковых ферм (фиг. 239). Последний вариант облегчает замену сломанных пружин. Наиболее удовлетворительные в смысле эластичности результаты дают пружины бочкообразной формы.

Толщина проволоки, идущей на изготовление пружин, колеблется в пределах 6—9 мм. Количество витков — от 13 до 16. Максимальный диаметр витков 38—60 мм. Материалом для проволоки служит пружинная сталь марки 1360 по спецификации SAE.

Передние вилки фирмы Тигер (Германия)

№ п/п	Модель	Литраж см ³						
		F. G2	F. G3	F. G4	F. G4	F. G4a	F. G5	F. G5a
1	Рабочий объем двигателя до см ³	200	300	400	500	750	1200	1200
2	Расстояние от нижнего до верхнего шарикоподшипника, измеренное между плоскостями, проходящими через центры шариков мм	152	152	152	152	152	178	178
3	Длина рулевой колонки мм	210	220	220	220	220	242	242
4	Наружный диаметр рулевой колонки мм	25,4	27,0	28,6	28,6	28,6	30,0	30,0
5	Внутренний диаметр рулевой колонки мм	20,4	22,2	22,2	22,2	22,2	22,2	22,2
6	Расстояние между нижними концами боковых ферм под втулку колеса мм	130	130	140	140	155	155	155
7	Концы боковых ферм имеют прорези под ось диаметром мм	12,8	13,0	13,0	13,0	14,5	14,5	14,5
8	Вес передней вилки . . кг	5,5	7,5	9,1	9,6	10,7	13,7	16,7

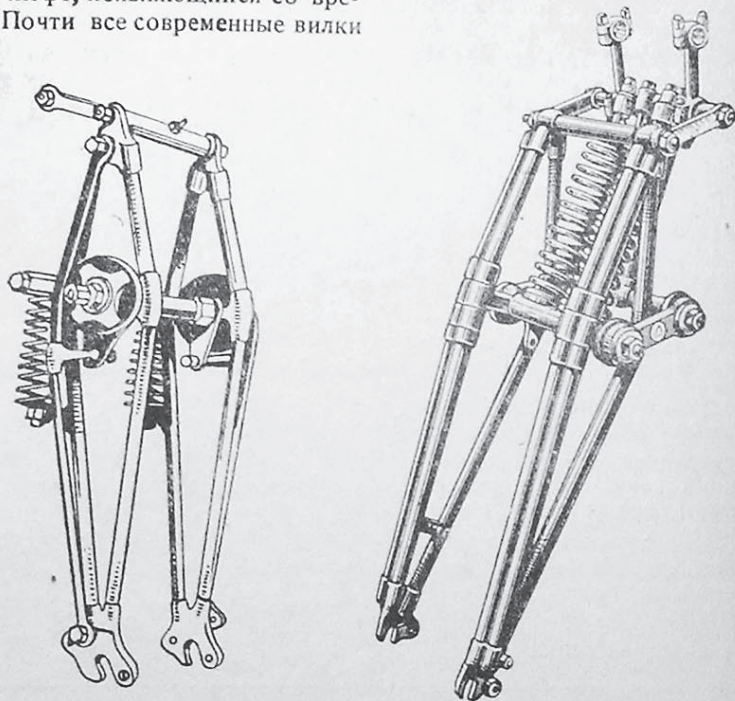
Фирма мотоцикла	Вилка	Литраж см ³	мм			
			L	B	I	S
Matchless . . .	„Matchless“	500	660	100	95	200
Triumph	„Triumph“	350	685	110	105	250
Moto Guzzi . . .	—	175	645	105	105	220
Ariel	„Ariel“	500	645	105	85	210
PM	—	500	700	110	100	230
Triumph	„Triumph“	500	665	120	100	230
BSA	„BSA“	500	690	100	95	225
New Imperial . .	„New Imp.“	500	640	105	90	200
James	„James“	500	675	105	95	225
Excelsior	—	500	655	95	95	210
DKW — Л-300 . .	„DKW“	300	590	100	85	190
HRD	—	500	680	100	100	250



Фиг. 238. Габариты передних вилок.

Шарниры всех вилок подвержены износу двух родов: 1) радиальный износ трущихся поверхностей осей и втулок и 2) износ торцевых поверхностей поперечных трубок и сереек, соединяющих подрессоренную часть вилки с неподдресоренной. Осевой износ появляется гораздо

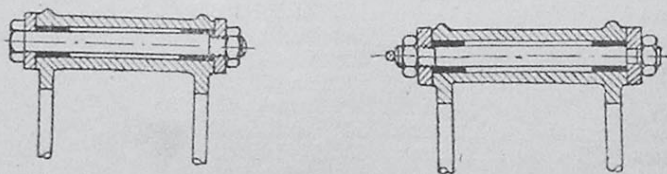
раньше радиального вследствие небольшой поверхности торцов и их не защищенного от грязи и пыли расположения. Поэтому чрезвычайно важно, чтобы конструкция шарниров вилок позволяла уничтожать поперечный люфт, появляющийся со временем. Почти все современные вилки



Фиг. 239. Вилка „Друид“ с поперечными растяжками.

Фиг. 240. Передняя вилка „Тигер“ для езды с прицепной коляской.

имеют регулировку осевого зазора шарниров. На фиг. 241 показаны два основных типа регулирующих шарниров. Слева изображена конструкция шарнира, имеющая ось в виде болта, свободно проходящего через



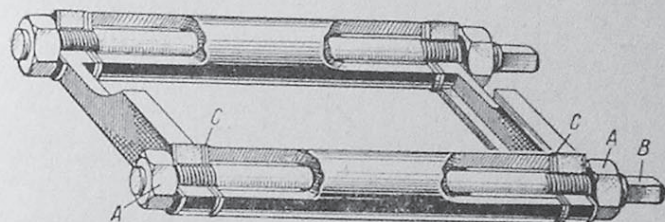
Фиг. 241. Конструкция шарниров вилок.

соединительную серезку с одной стороны и завернутого на резьбе в противоположную серезку. На конец болта наворачивается гайка, контрящая болт в нарезанной серезке. Для того чтобы уничтожить осевой люфт, достаточно отпустить гайку, завернуть болт в серезку, уменьшив этим расстояние между серезками, и затем снова затянуть гайку. Очевидно,

что при такой системе только одна серезка служит для передачи качательного движения осевому болту.

Справа изображена конструкция, у которой один конец осевого болта аналогично первому случаю завернут на резьбе в серезку и законтрен гайкой; второй конец имеет шейку, на которую надета вторая серезка и прижата гайкой к заплечику. Чтобы уничтожить осевой люфт, необходимо слегка отвернуть гайку со стороны, имеющей шейку, отпустить серезку до уничтожения люфта. Для вращения болта предусматривается квадрат на одном из концов. Здесь в передаче качательного движения на болт участвуют обе серезки. Первая конструкция применяется на более простых машинах, отличающихся низкой стоимостью.

Фирма Тигер, выпускающая передние вилки для мотоциклов в больших количествах, осуществляет поперечную регулировку по системе, представленной на фиг. 242. По этой конструкции осевой болт имеет



Фиг. 242. Поперечная регулировка шарниров системы Тигер.

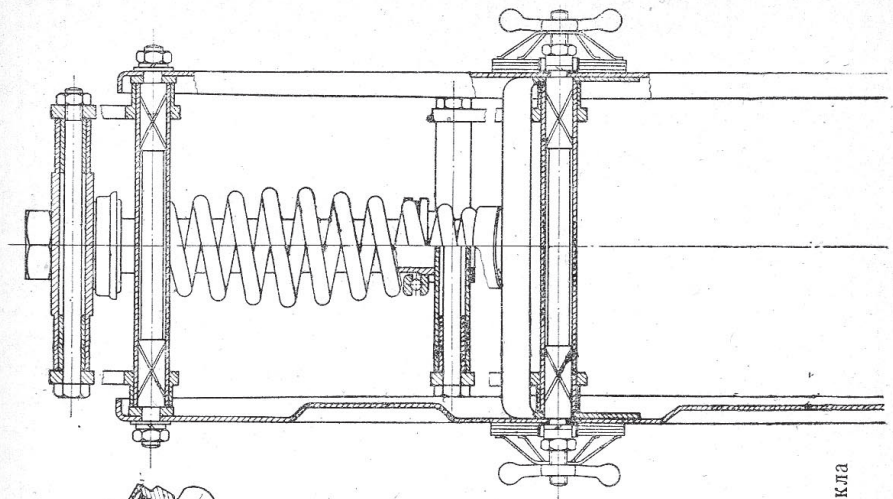
на концах правую и левую резьбу, входящую в соответствующую резьбу в серезках. Для регулировки бокового зазора достаточно отвернуть контргайку А, повернуть осевой болт за квадрат В и снова затянуть контргайку А. Этим достигается сближение серез. В промежутках между поперечной трубкой и соединительными серезками помещены шайбы С, имеющие на своей периферии насечку. При регулировке бокового зазора, серезки стягиваются до тех пор, пока шайбы могут поворачиваться на осевом болте. Неподвижность шайб указывает на отсутствие зазора.

Следует отметить, что в некоторых конструкциях передних вилок, предназначенных для мотоциклов массового производства, регулировка бокового зазора шарниров не предусмотрена. К таким конструкциям относятся вилки мотоциклов ИЖ-7 и ИЖ-8 (фиг. 243). Ферма передней вилки ИЖ-7 и ИЖ-8 состоит из двух штампованных щек, между которыми помещаются распорные трубки. Щеки стягиваются болтами. По распорным трубкам работают наружные трубки, составляющие одно целое с соединительными серезками. Осевой зазор может быть устранен постановкой шайб соответствующей толщины, но для этого необходимо разобрать вилку.

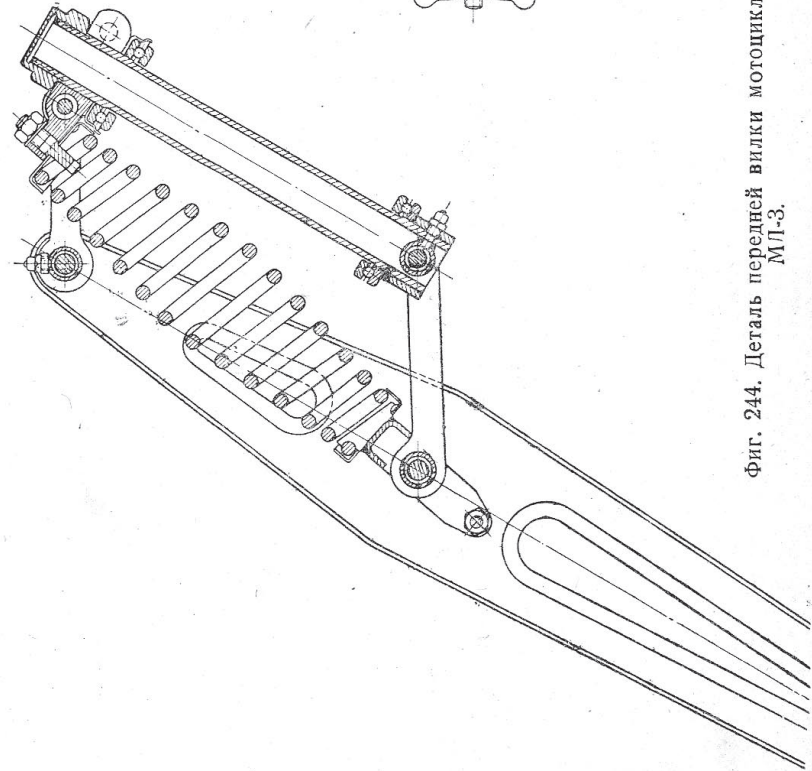
Шарниры фермы передней вилки мотоцикла МЛ-3 также не имеют поперечной регулировки (фиг. 244), хотя на шарнирах рулевой колонки такая регулировка предусмотрена. Таким образом, в данном случае мы имеем конструкцию смешанного типа.

В качестве материала для осей и серезек применяется углеродистая сталь с содержанием углерода 0,35—0,45%. Оси необходимо калить на

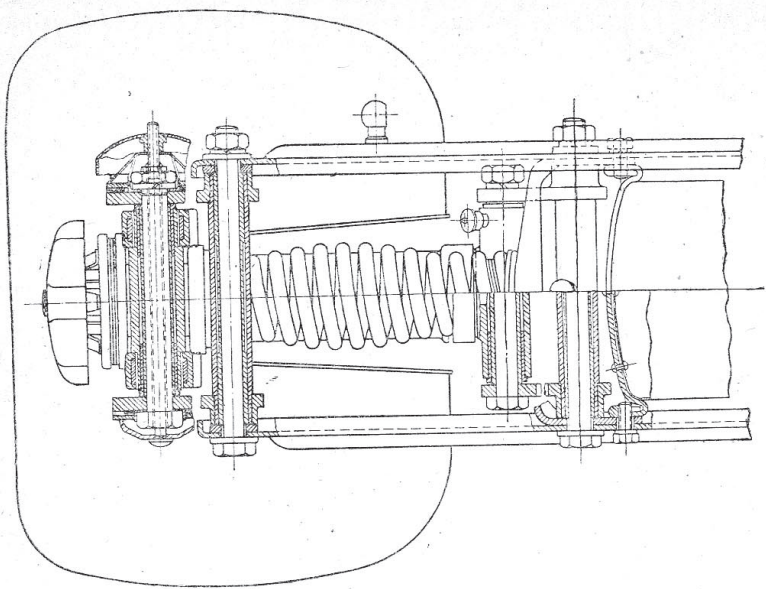
твердость 230—260 по Бринелю. Для легких мотоциклов, имеющих вес не больше 100 кг, осевые болты можно взять диаметром 9—10 мм.



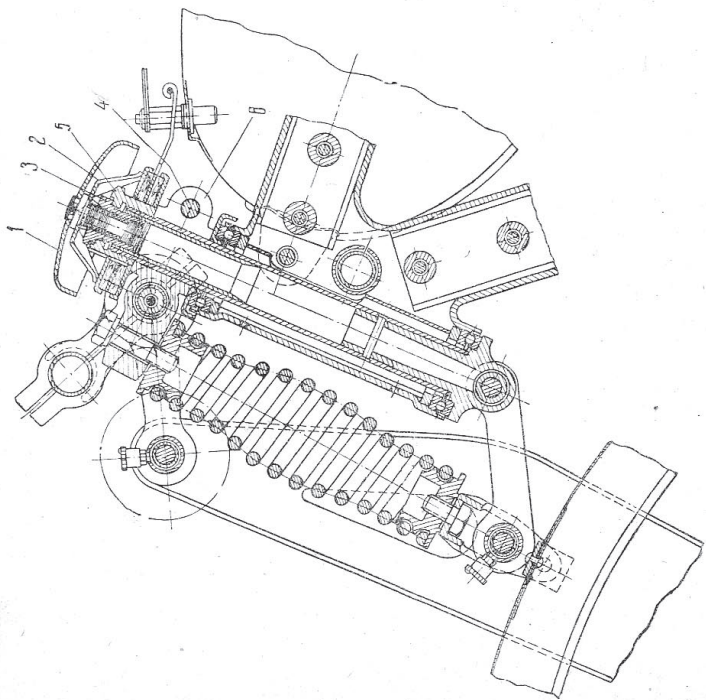
Фиг. 244. Деталь передней вилки мотоцикла МП-3.



Для более тяжелых машин рекомендуется применять болты диаметром 12 или 14 мм. Осевые болты двух верхних шарниров могут иметь меньший диаметр по сравнению с нижними, воспринимающими большую нагрузку.



Фиг. 243. Деталь передней вилки мотоциклов ИЖ-7 и ИЖ-8.

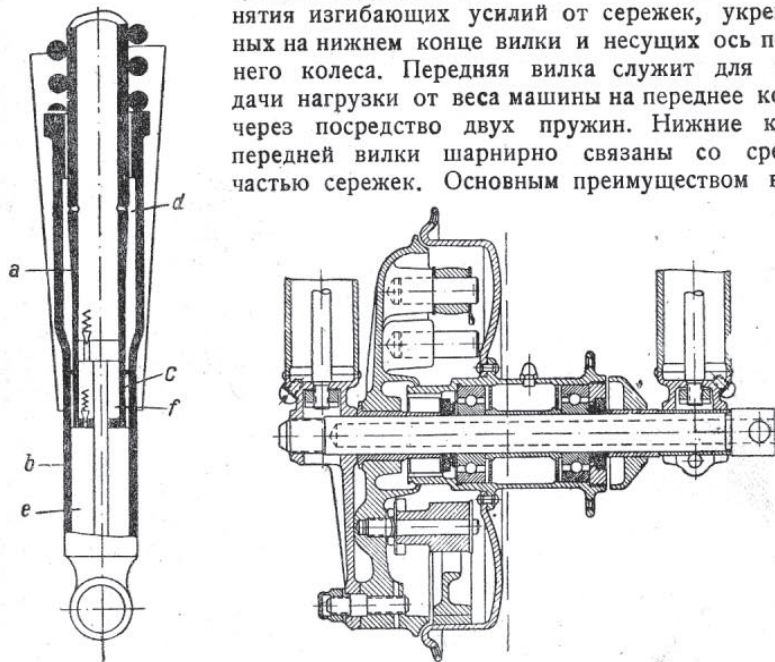


Осевые болты работают непосредственно по стальным трубкам, соединяющим фермы, или по запрессованным в них бронзовым втулкам. Последний случай предпочтительней, так как облегчает ремонт вилки. Для смазки шарниров ставятся тавотницы с шариковыми клапанами по системе Текалемит для густой смазки, вводимой шприцем.

В качестве посадки болта во втулку можно рекомендовать ходовую посадку 3-го класса точности.

4. Вилки с подрессоренной фермой

Вилки с подрессоренной фермой пользуются особой популярностью в США. Их устанавливали фирмы Харлей-Давидсон, Индиан и др. Эта конструкция состоит из двух параллельных вилок. Задняя вилка жестко связана с рулевой колонкой и служит для восприятия изгибающих усилий от сереек, укрепленных на нижнем конце вилки и несущих ось переднего колеса. Передняя вилка служит для передачи нагрузки от веса машины на переднее колесо через посредство двух пружин. Нижние концы передней вилки шарнирно связаны со средней частью сереек. Основным преимуществом вилок

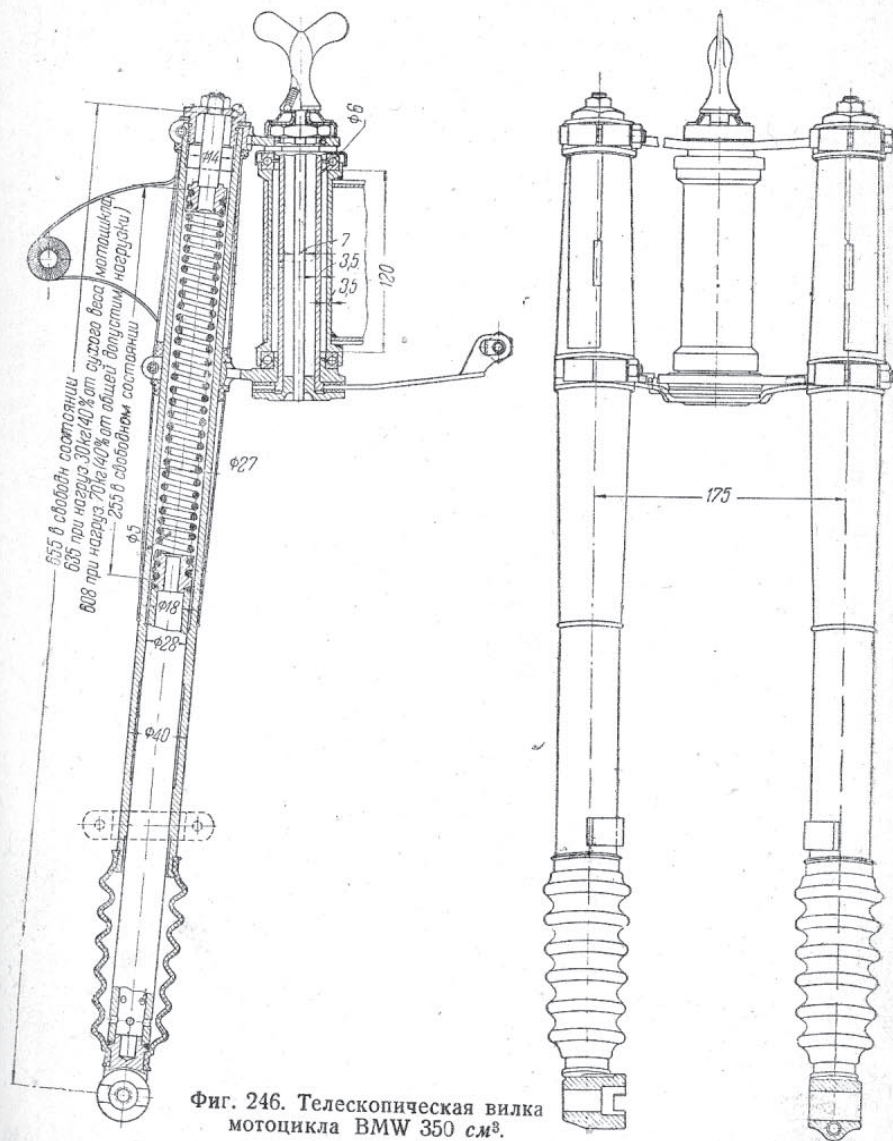


Фиг. 245. Схема передней вилки и втулка переднего колеса BMW.

такого типа является незначительность веса неподдресоренных частей. Мотоциклы с легкими неподдресоренными частями отличаются хорошей устойчивостью и легкой управляемостью. Долговечность покрышек для таких машин больше. К недостаткам этих вилок следует отнести быстрый износ шарниров нижних сереек, подвергающихся сильному загрязнению вследствие своего низкого расположения. Кроме того по конструктивным соображениям трущиеся поверхности шарниров не могут быть выполнены больших размеров.

К этой же группе конструкций следует отнести так называемую телескопическую вилку BMW. Схема устройства этой вилки поясняется фиг. 246. Каждая боковая стойка в данном случае заменена трубой *a*,

связанной в верхней части с рулевой колонкой. По трубам *a* скользят трубы *b*, имеющие на нижнем конце кулаки для соединения с осью переднего колеса. Верхний конец трубы *b* упирается в спиральную пружину,



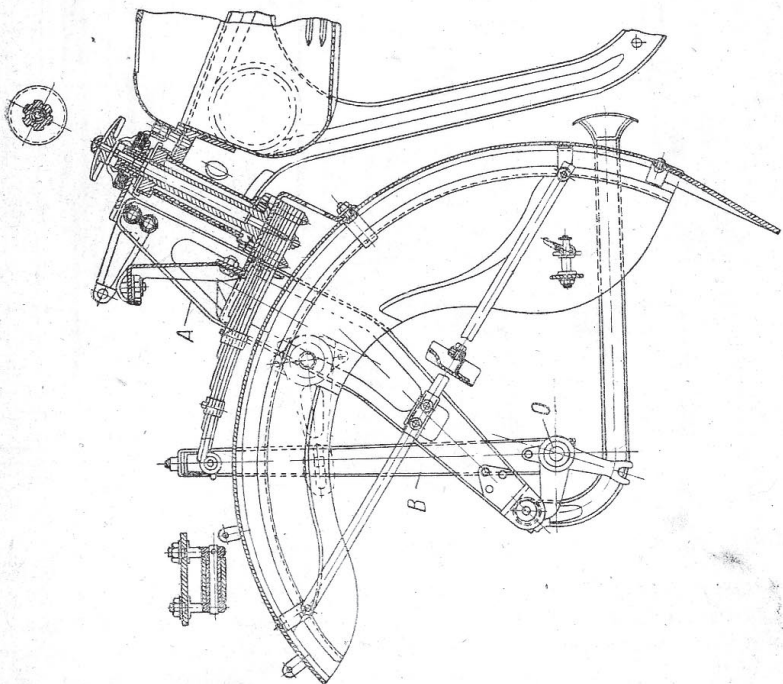
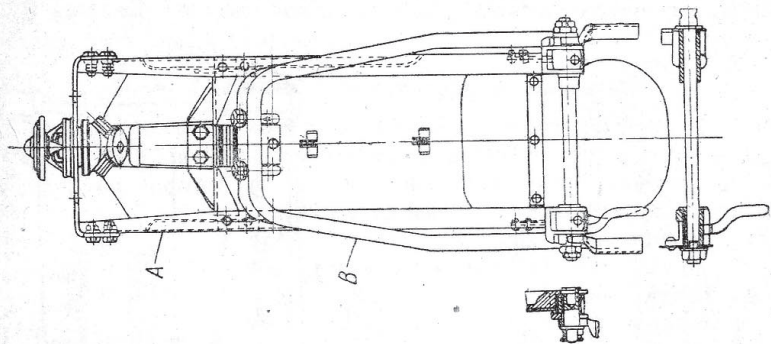
Фиг. 246. Телескопическая вилка мотоцикла BMW 350 см³.

жину, надетую на трубу *a*. Обратное действие пружины тормозится гидравлическим амортизатором.

Во избежание перекоса передней оси кулаки на концах вилки имеют широкую опорную поверхность. Один конец оси имеет резьбу, другой

конец заземляется стяжным болтом, так как второй кулак имеет продольный разрез.

На фиг. 246 представлен конструктивный чертеж телескопической передней вилки мотоцикла BMW 350 см³ (без амортизаторов).



Фиг. 247. Передняя вилка ПМЗ-750.

5. Вилки с подрессоренной фермой, воспринимающие вертикальную составляющую силы удара

Вилки, воспринимающие вертикальную составляющую силы удара, имеют много общего с вилками типа Харлей-Давидсон. Вилка ПМЗ-750, являющаяся представителем этого конструктивного направления (фиг. 247),

также имеет две независимые части — наклонную подрессоренную вилку — А, воспринимающую изгибающие усилия, и вертикальную вилку — В, передающую нагрузку на переднюю ось через листовую рессору. Нижние серьги работают на растяжение, а не на сжатие, как у „Харлей“. Такой характер нагрузки способствует устойчивому ходу колеса. Это преимущество особенно сказывается при сработанных шарнирах нижней серьги.

Вилка „Индиан“ отличается от вилки ПМЗ: у нее вертикальная вилка работает на растяжение вследствие того, что наклонная вилка имеет шарнир в средней части серьги, вертикальная вилка — в передней части, а ось колеса помещается на заднем конце. В отношении износа у вилок типа ПМЗ и „Индиан“ недостаток тот же, что у „Харлей“. Передний щиток у вилок ПМЗ, „Харлей“ и „Индиан“ укрепляется в подрессоренной части вилки в отличие от вилок с неподдресоренной фермой, у которых щиток участвует в колебаниях вилки. Вилки с листовыми рессорами иногда выполняются без амортизаторов, так как колебания этих вилок затухают быстрее вследствие трения между листами.

Эластичность подвески в случае применения листовых рессор в значительной степени зависит от ухода за мотоциклом. При недостаточной смазке и появлении ржавчины на листах рессоры эластичность подвески теряется.

В последнее время распространение передних вилок рассматриваемого типа уменьшилось; фирма BMW перешла на вилки телескопической конструкции; фирма Индиан выпустила некоторые модели мотоциклов с параллелограмными вилками.

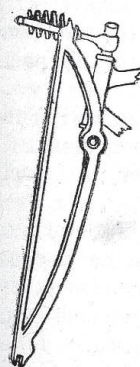
6. Вилки, воспринимающие горизонтальную составляющую силы удара, и вилки универсального типа

На фиг. 248 представлена вилка, воспринимающая горизонтальную составляющую силы удара; эти вилки иначе называются маятниковыми.

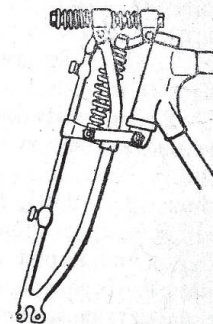
На фиг. 249 представлена вилка универсального типа, воспринимающая как составляющие силы удара, так и их равнодействующую. Передние вилки последних двух типов в настоящее время вышли из употребления, ввиду того, что горизонтальные перемещения оси колеса, возможные при этих конструкциях, изменяющие вылет колеса (φ) в отрицательном смысле, отражаются на устойчивости и управляемости машины.

При проектировании вилки ее ширину надо рассчитывать на баллонные покрышки. Можно считать, что для наших условий мотоциклы, имеющие литраж мотора 350 см³ и выше, должны иметь покрышки с диаметром профиля не менее 4".

Рулевая колонка вилки монтируется в головке рамы на упорных шариковых или конусных роликовых подшипниках. Рулевая колонка



Фиг. 248. Маятниковая вилка.



Фиг. 249. Передняя вилка универсального типа.

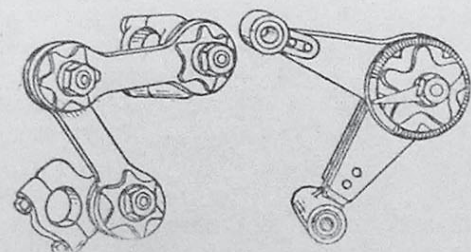
вилки обычно имеет диаметр 25—32 мм и изготавливается из углеродистой стали, содержащей 0,35—0,45% С. На фиг. 237 показана вилка имеющая рулевую колонку на шариковых упорных подшипниках. Расстояние между подшипниками всегда выполняется регулирующимся для возможности устранения продольного люфта, появляющегося при износе.

Для смазки подшипников рулевой колонки предусматриваются тавотницы с шариковыми клапанами.

Рулевая колонка снабжается рулевым амортизатором.

7. Амортизаторы

Пружины, устанавливаемые на передние вилки, дают возможность совершать колесу вместе с вилкой колебания значительной амплитуды, доходящей до 5—7 см. Эти колебания затухают весьма медленно вследствие незначительного внутреннего сопротивления вилки. Этому явлению можно бы было избежать, установив пружину с большей жесткостью



Фиг. 250. Съемные амортизаторы.

и меньшим периодом колебаний, но при этом удары колеса о неровности дороги будут передаваться гораздо резче. Все современные вилки снабжаются поэтому амортизаторами, служащими для погашения колебательных движений вилки и позволяющими регулировать сопротивление перемещениям вилки в зависимости от характера проходимой дороги.

Исключительное распространение получили фрикционные амортизаторы, создающие добавочное сопротивление колебаниям вилки путем использования силы трения, возникающей между несколькими плоскими дисками, сжатыми пружиной. Фрикционные амортизаторы можно разделить на 2 типа:

1. Съемные амортизаторы, представляющие собой самостоятельный агрегат, который можно снять с вилки, не прибегая к разборке последней.
2. Амортизаторы, органически связанные с вилкой и составляющие ее неотъемлемую часть.

Амортизаторы первого типа, заимствованные из автомобильной практики (фиг. 250), представляют собой дополнительные шарнирные соединения поддрессоренной и неподдрессоренной частей вилки. В точках вращения шарниров имеется ряд дисков, нагруженных звездообразной пружиной. Сила трения регулируется затяжкой гайки. Амортизаторы такого типа устанавливались в течение ряда лет английской фирмой Санбим (Sunbeam); такие же амортизаторы применяются на мотоцикле ПМЗ-750.

Более употребительны амортизаторы второго типа (фиг. 236, 237, 239), у которых диски трения включены в основные шарниры, связывающие ферму вилки с рулевой колонкой.

Очевидно, что у нормальной вилки с неподдрессоренной фермой имеется восемь точек, допускающих установку фрикционных дисков.

Из этих восьми точек одновременно используется одна, две или четыре точки. Использование одной точки дает одностороннее расположение амортизатора (фирма Санбим). При таком расположении количество трения окажется недостаточной или потребуются применение дисков ненормально большого диаметра. Диаметр фрикционных дисков колеблется в пределах 50—80 мм.

На рис. 236 представлена вилка мотоцикла АМ-600 с амортизаторами, расположенными на нижнем шарнире вилочной фермы с обеих сторон. На мотоциклах Л-300 два амортизатора расположены на верхнем шарнире вилочной фермы. Такое же расположение применяют фирмы Triumph, New-Imperial, Rudge и Levis. Вилки мотоциклов DKW имеют амортизаторы на верхнем шарнире рулевой колонки.

Передние вилки „Брамpton“ имеют амортизаторы в 4 точках двух нижних шарниров. АJS ставит амортизаторы на нижнем шарнире рулевой колонки.

Из приведенных выше примеров очевидно, что расположение амортизаторов весьма разнообразно и что используются все восемь точек возможного расположения. С точки зрения удобства обслуживания и уменьшения веса неподдрессоренных частей наиболее целесообразно помещать амортизаторы в верхнем шарнире рулевой колонки. Однако при этом встречаются затруднения, вызываемые тем, что при употребительных широких вилках для баллонных покрышек угол возможного поворота вилки получается недостаточным вследствие упора амортизаторов в бак при полном повороте руля; это обстоятельство особенно заметно у машин с короткой базой.

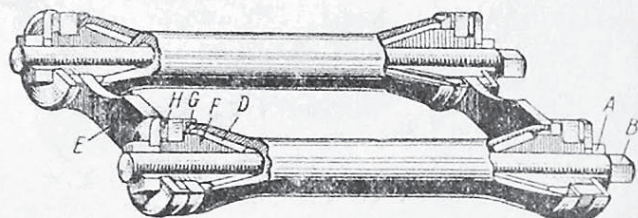
Затяжка пружины амортизатора осуществляется обычной гайкой при помощи ключа или барашковой гайкой от руки. Амортизаторы с такими гайками показаны на фиг. 237 и 244; последнее устройство следует считать предпочтительным, так как оно позволяет регулировать амортизаторы на ходу машины. Барашковые гайки можно заменить маховичками, изготовляемыми из листового железа. В качестве одного из дисков часто используется соединительная серьга, имеющая в этом случае один конец, уширенный в виде диска. Для усиления трения между каждым двумя дисками ставится тонкая фибровая шайба.

Отличительной особенностью амортизаторов вилок ИЖ-7, ИЖ-8 и Л-300 является то, что правый и левый амортизаторы затягиваются одним маховичком; у вилок двух первых машин это осуществляется сквозным болтом, проходящим через ось шарнира (см. фиг. 243); у Л-300 амортизаторы затягиваются распорной трубкой. Весьма часто встречаются вилки, имеющие независимую регулировку правого и левого амортизаторов.

Звездообразные пружины изготавливаются из листовой пружинной стали марки 1360 по SAE. Некоторые фирмы, как, например, Chater-Lea и Coventry-Eagle вообще не ставят пружин, ограничиваясь затяжкой дисков посредством гайки.

Фрикционные амортизаторы могут иметь конические поверхности трения. Примером такой конструкции может служить вилка „Тигер“ (фиг. 251). Шарнирные трубки имеют по концам конические раструбы, в которые входят конические вкладыши, накрученные на осевой болт,

снабженный правой и левой резьбой. Регулировка силы трения достигается поворачиванием осевого болта *B*, стягивающего конические вкладыши *F* после предварительного ослабления наружных контргаек *A*.



Фиг. 251. Амортизаторы с коническими поверхностями (Тигер).

Для увеличения силы трения на конические вкладыши надеваются кожаные манжеты *D*. Фрикционные амортизаторы с коническими поверхностями трения имеют меньшие габаритные размеры, так как сила трения небольших конусов получается значительной вследствие их заклинивания в конических гнездах шарнирных трубок.

У некоторых типов вилки „Друид“ основная пружина заключена в две трубки, входящие одна в другую, из которых одна связана с неподдрессорованной частью вилки, а другая с рулевой колонкой. При колебаниях вилки трубки работают одна по другой с некоторым трением. Внешняя трубка имеет продольный разрез и может затягиваться хомутиком. Этим регулируется сила трения между трубками (фиг. 252).

Гидравлические амортизаторы применяются преимущественно на тяжелых и быстроходных мотоциклах. Устройство гидравлических амортизаторов основано на силе сопротивления жидкости, вытесняемой из замкнутого пространства через небольшое отверстие. Схема гидравлического амортизатора телескопической вилки BMW представлена на фиг. 245. В трубах *a* движется поршень, связанный штоком с трубой *b*, совершающей колебательные движения вместе с передним колесом. В трубу *a* через ее верхний конец вводится жидкое масло, которое протекает через отверстия *d* и продольные канавки направляющей части *c* в пространство *e*. При переезде через препятствие труба *b* поднимается и масло легко проникает в пространство *f* через нижний клапан. При обратном движении трубы *b* масло оказывает

Фиг. 252. Передняя вилка „Друид“.

поршню сопротивление, так как оно выдавливается из пространства *f* через небольшой клапан. При дальнейшей работе масло снова возвращается в нижнее пространство *e*, переливаясь через отверстия *d*.

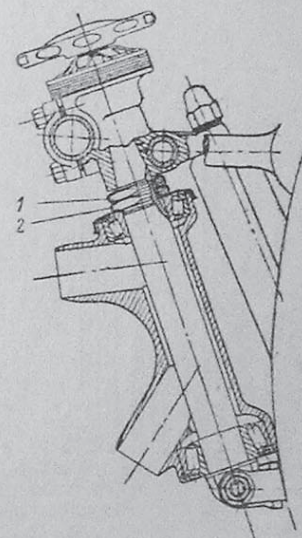
В вышеуказанном случае деталями амортизатора служат основные части вилки. В отличие от этой конструкции гидравлический амортизатор может быть выполнен как вполне самостоятельный агрегат и установлен на обычных вилках параллелограмного типа (например, на мотоцикле „Цюндапп“).

8. Демпфер и рулевая колонка

Рулевой амортизатор (демпфер) основан на принципе фрикционного вилочного амортизатора, т. е. состоит из ряда дисков, нагруженных пружиной; часть дисков вращается вместе с рулевой колонкой, а другая часть неподвижна и связана с рамой или баком мотоцикла. При езде по ухабистым дорогам амортизатор затягивается с помощью барашковой гайки или маховичка, увеличивая сопротивление вращения рулевой колонки и препятствуя возникновению колебаний руля, уменьшающих устойчивость мотоцикла. Рулевой амортизатор помещается в верхнем или нижнем конце рулевой колонки. На фиг. 253 показана рулевая колонка мотоцикла „Рудж“, имеющая амортизатор в верхней части. Другими примерами верхнего расположения могут служить амортизаторы передних вилок Л-300 (фиг. 237), ИЖ-7 и ИЖ-8 (фиг. 243) и ПМЗ-750 (фиг. 247).

Рулевой амортизатор, расположенный снизу, затягивается длинным болтом, проходящим через трубчатую рулевую колонку и имеющим на верхнем конце маховичок. Такая конструкция применяется на передних вилках АМ-60 (фиг. 236), BMW (фиг. 246) и „Друид“ (фиг. 254). Нижнее расположение амортизатора способствует понижению центра тяжести мотоцикла, но ухудшает доступность его для осмотра и ремонта.

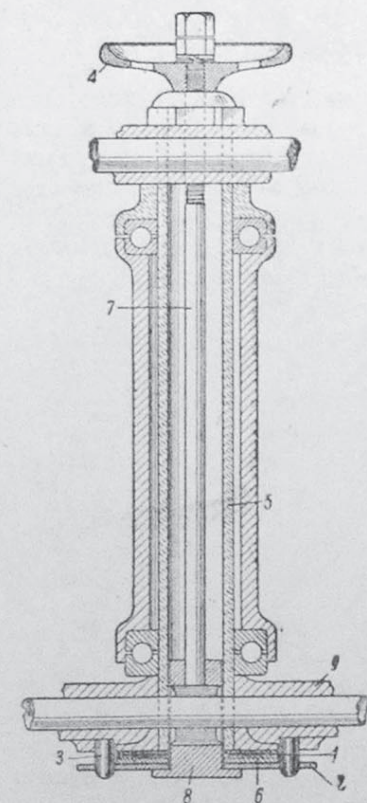
Взаимодействие деталей амортизатора можно себе уяснить по фиг. 254. Нижняя головка 9 рулевой колонки 5 имеет на торцевой поверхности круглое уширение, к которому прилегает свободный фибровый диск 1, диск 6, связанный с рамой, и нажимной диск 2. Диск 2 посажен на штифты 3, запрессованные в нижнюю головку, и потому вращается вместе с колонкой. Диск 6, связанный с рамой при помощи хвостовика, остается неподвижным. Таким образом, при вращении колонки возникает трение между дисками 6 и 2, а также между диском 6 и торцом нижней головки. Фибровый свободный диск 1 вводится для увеличения силы трения. Затяжка дисков регулируется сквозным болтом 7. Нижний



Фиг. 253. Рулевая колонка мотоцикла „Рудж“.

конец болта связан с плунжером 8, действующим на нажимной диск 2. Плунжер имеет продолговатое отверстие, через которое проходит ось нижнего шарнира колонки. На верхнем конце сквозного болта 7 предусмотрен маховичок 4 для затяжки амортизатора.

При нижнем амортизаторе удобнее присоединить неподвижный фрикционный диск к раме мотоцикла. Неподвижный диск верхнего амортизатора часто присоединяется к упору на бензиновом баке; это устройство следует считать нерациональным, так как амортизатор вызывает в стенках бака значительные напряжения, а следовательно, и деформации, ведущие к появлению течи. Рулевая колонка монтируется на конусных роликовых подшипниках (фиг. 253) или на шариковых упорных подшипниках (фиг. 254). Роликовые подшипники обычно ставятся на тяжелые и быстроходные мотоциклы; на легких мотоциклах вполне удовлетворительные результаты дают шариковые подшипники, хотя они менее приспособлены для восприятия ударной нагрузки. По мере износа подшипников в рулевой колонке появляется осевой люфт. Этот люфт вызывает стук на ходу машины и, кроме того, ухудшает управляемость мотоцикла. Поэтому конструкция рулевой колонки всегда выполняется с таким расчетом, чтобы можно было устранять осевой люфт, подтягивая подшипники. Способ регулировки подшипников показан на фиг. 253. Расстояние между роликовыми подшипниками фиксируется гайкой 2 и контргайкой 1. Когда появляется осевой люфт, ослабляют контргайку 1, подтягивают гайку 2 до устранения люфта и снова затягивают контргайку 1.



Фиг. 254. Рулевая колонка передней вилки «Друид».

В части устройства рулевой колонки, конструкция, представленная на фиг. 253, может считаться типичной. Мотоциклы ИЖ-7, ИЖ-8, Л-300 и Л-8 имеют рулевые колонки такого типа. Устранение осевого люфта производится в следующем порядке. Сначала отвинчивают маховичок демяфера 1 и снимают пружинную звездочку 2. Затем ослабляют контргайку 3 и стяжной болт 4 верхней головки, снабженной продольной прорезью. После этого подтягивают регулировочную гайку 5 до устранения осевого люфта. Подтяжка гайки 5 сближает упорные подшипники, компенсируя износ рабочих поверхностей (фиг. 243).

Упорные подшипники рулевой колонки продолжительное время удерживают консистентную смазку, заложенную при сборке. Поэтому во многих конструкциях передних вилок не предусматривают специальных масленок для упорных подшипников.

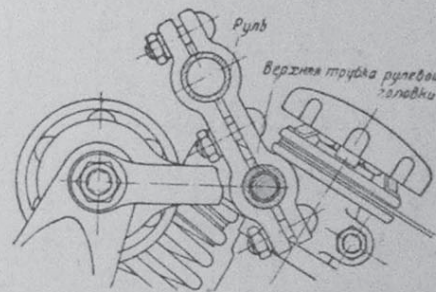
Однако некоторые фирмы все же ставят на рулевые колонки масленки типа Текалемит с шаровыми, обратными клапанами, рассчитанные на применение густой смазки.

Диаметры рулевых колонок от передних вилок различных типов были даны выше в таблице габаритных размеров передних вилок фирмы Тигер (стр. 297).

9. Руль и органы управления

Материалом для изготовления мотоциклетных рулей служат цельнотянутые стальные трубы. Диаметр трубы обычно выбирается равным 22 мм ($7/8''$) или 25 мм (1"). Толщина стенки трубы колеблется в пределах от 2 до 2,5 мм, причем трубы меньшего диаметра часто имеют более толстые стенки. Весьма целесообразным представляется применение конических труб, как это принято, например, на мотоциклах Ariel. В средней части, в месте крепления, труба руля имеет диаметр 25 мм, а по направлению к рукояткам диаметр уменьшается, достигая 22 мм по концам. Однако конические трубы — более дорогой исходный материал и потому употребляются редко.

Крепление руля должно гарантировать его надежное соединение с передней вилкой; оно в большинстве случаев осуществляется двумя хомутками, захватывающими верхний поперечный шарнир рулевой колонки и симметрично расположенными относительно центра колонки. На фиг. 255 показано подобное крепление руля на мотоцикле Л-300.



Фиг. 255. Крепление руля мотоцикла Л-300.

В последние годы многие мотоциклетные заводы ввели эластичное крепление руля к передней вилке, чтобы ослабить тряску, быстро утомляющую руки мотоциклиста. Эластичность получается за счет толстых резиновых вкладышей, помещенных между хомутками и наружной трубкой верхнего шарнира рулевой колонки. Такое устройство применяется на мотоциклах АМ-600 и Л-8. Конструкция крепления Л-8 представлена на фиг. 256. Между хомутиком 2 и фланцем наружной трубки верхнего шарнира, а также между хомутиком 2 и фасонной шайбой 4 помещены резиновые, кольцевые вкладыши 1, которые затягиваются нажимной гайкой 3. Толчки, передаваемые от передней вилки к рулю, ослабляются благодаря упругости резиновых вкладышей.

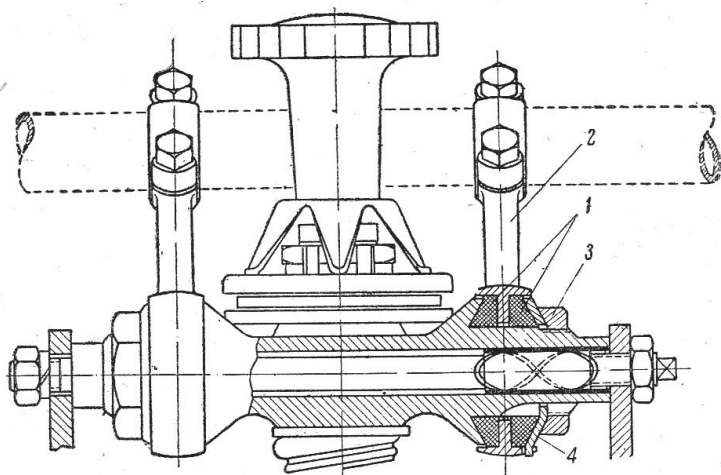
На руле размещают почти все органы управления мотоциклом, а именно: вращающуюся рукоятку газа или манетку (фиксатор) газа, рычаг ручного тормоза, манетку воздушного корректора карбюратора, рычаг декомпрессора, рычаг сцепления, вращающуюся рукоятку опережения зажигания или манетку опережения зажигания, кнопку сигнала и, кроме того, иногда переключатель малого света. Манетка для управления дроссельной заслонкой в последнее время почти полностью вытеснена вра-

щающейся рукояткой. Что касается способа управления опережением зажигания, то в этой части нет общепризнанного варианта; как манетки, так и вращающиеся рукоятки имеют своих сторонников.

Во всяком случае при проектировании руля следует придерживаться стандартных схем расположения органов управления, чтобы мотоциклист не терял приобретенного опыта при переходе с одной машины на другую. Стандарты на органы управления даны в отделе X (табл. 46).

Ниже (стр. 316) приводится таблица со сведениями о рулях и органах управления различных мотоциклов.

Рычаги и манетки изготавливаются из конструкционной стали путем горячей штамповки или вырубкой из листовой стали с последующей загибкой для придания деталям законченной формы и большей жесткости. Небольшие манетки иногда отливают из бронзы. Рычаги и манетки закрепляют на руле посредством разрезных хомутиков, стягиваемых вин-

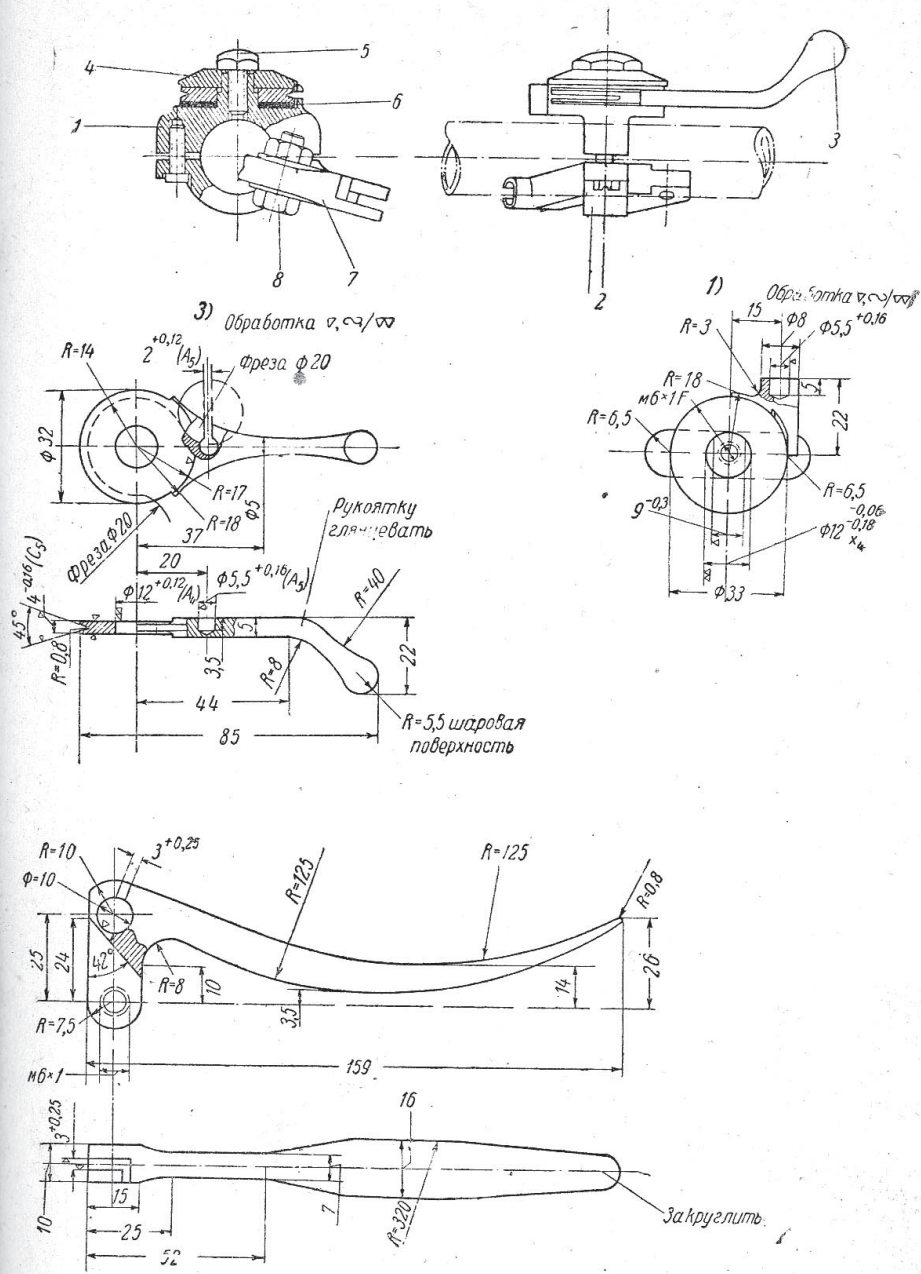


Фиг. 256. Эластичное крепление руля мотоцикла Л-8.

тами. Чтобы сократить количество деталей, рычаги комбинируют парно на общем корпусе, как показано на фиг. 257, где изображен комбинированный рычаг, выдвинутый в качестве проекта общесоюзного стандарта. Корпус манетки 1 имеет вертикальную ось, на которую надевается манетка 3 и фасонная шайба 4. Фасонный болт 5 прижимает шайбу 4 и манетку 3 к корпусу 1. Чтобы манетка 3 не поворачивалась на ходу под влиянием тряски, под нее подложена пружинная шайба 6. Руль зажимается между корпусом манетки 1 и кронштейном рычага тормоза 2 при помощи винтов. Болт 8 служит осью качания рычага 7 на кронштейне 2.

Все вращающиеся рукоятки можно разделить на две принципиально различные системы:

- 1) вращающиеся рукоятки с навивкой троса на барабан;
- 2) вращающиеся рукоятки с прямолинейным перемещением троса.

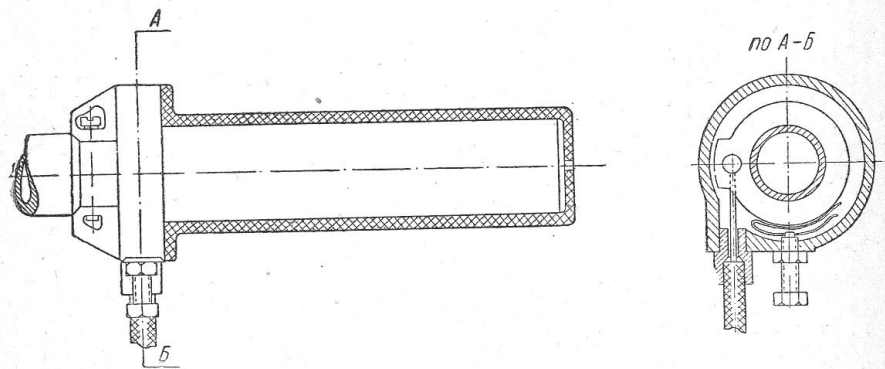


Фиг. 257. Рычаг и манетка, скомбинированные на общем корпусе (проект стандарта одного из заводов).

Рукоятка первого типа показана на фиг. 258. Вращающаяся втулка рукоятки снабжена на внутреннем конце барабаном, на который трос навивается при повороте рукоятки. Небольшая плоская пружина создает трение, необходимое для того, чтобы рукоятка не поворачивалась самопроизвольно от тряски.

Такая конструкция обеспечивает полное открытие дроссельной заслонки при относительно небольшом угле поворота рукоятки. Поэтому рукоятки этого типа применяют на гоночных или спортивных мотоциклах, т. е. в тех случаях, когда требуется быстрый переход с одного режима работы к другому. Ввиду того что трос все время подвергается изгибу, он должен отличаться высоким качеством материала.

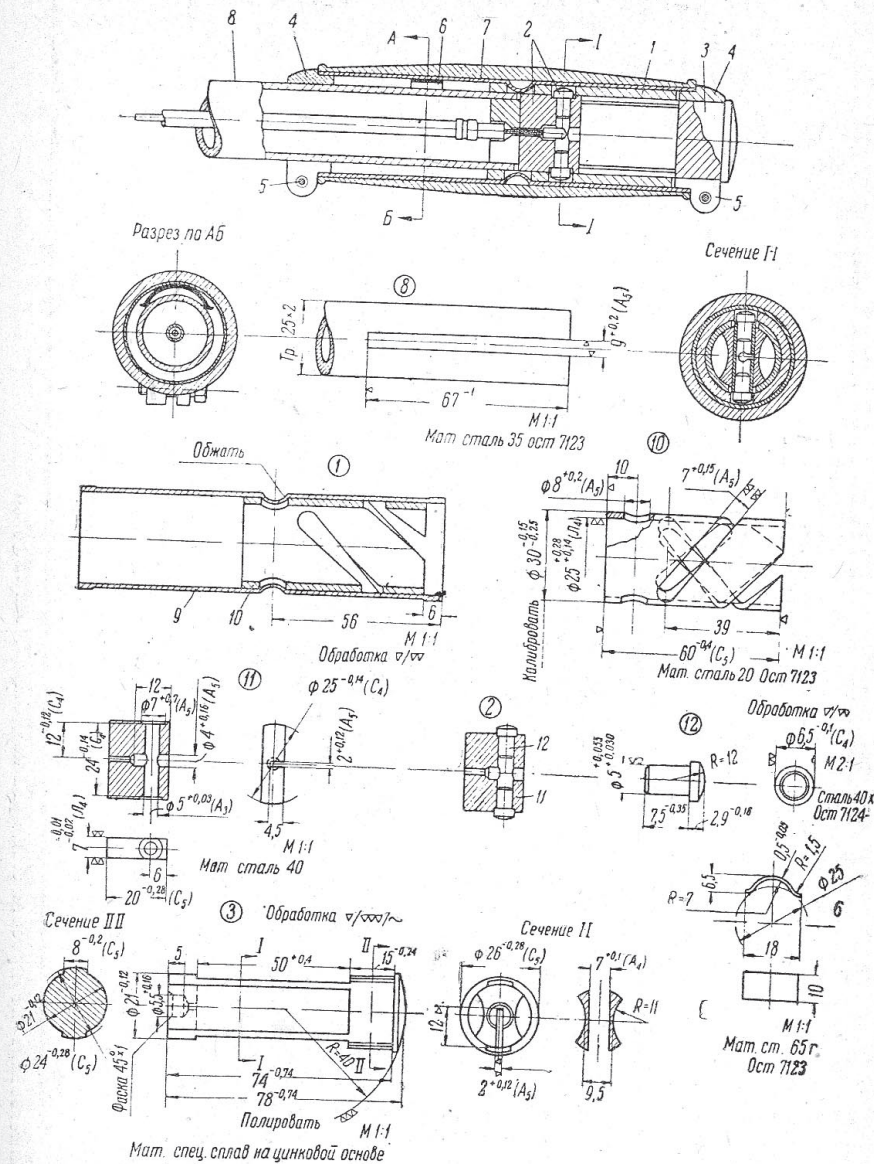
Второй тип вращающихся рукояток показан на фиг. 259, где представлена конструкция, предложенная как проект общесоюзного стандарта. Устройство и действие рукоятки состоит в следующем. На конце



Фиг. 258. Вращающаяся рукоятка.

трубы 8 руля сделана длинная прорезь. В эту прорезь входит направляющая 3, зажимаемая на руле хомутиком 4. Внутри направляющей 3 скользит сухарь 11, в который запрессованы два шипа 12. В середине сухаря закрепляется трос. Трос вводится в сухарь через боковую прорезь. Шипы 12 входят в спиральные пазы ведущей втулки 10. Ведущая втулка 10 в свою очередь вставлена в трубку рукоятки 9 и соединяется с ней при помощи обжимки в двух местах (см. втулка ведущая в сборе — 1). Поверх трубки 9 надевается резиновая рукоятка 7. При поворачивании рукоятки спиральные пазы втулки 10 нажимают на шипы 12 и заставляют сухарь 11 перемещаться вдоль направляющей 3. Между трубой руля 8 и трубкой рукоятки 9 вставлена плоская пружинка 6, задерживающая рукоятку в любом заданном положении. Для разборки рукоятки достаточно ослабить болт 5 наружного хомутика 4 и вытащить направляющую 3, одновременно поворачивая рукоятку 7, чтобы шипы 12 могли выйти из спиральных пазов втулки 10.

Таким образом, в рукоятках этого типа трос не подвергается изгибу и риску поломки, в чем и заключается основное преимущество таких конструкций.



Фиг. 259. Вращающаяся рукоятка по проекту стандарта одного из заводов.

Марка мотоцикла	Литраж см	Диаметр трубы дюйм	Диаметр тросов управления мм				Угол поворота рукоятки
			сцепление	тормоз	декомпрессор	карбюратор газ карбюратор воздуха	
New-Imperial	500	22	3	3	1,5	1,5	105°
BSA	750	25	2	3	1,5	1,5	165°
BSA	500	22	2,5	3	1,5	1,5	110°
BSA	350	22	3	2,5	1,5	1,5	120°
Ariel	500	25	2	2	1,5	1,5	95°
DKW	350	25	2	2	1,5	1,5	120°
BMW	400	25	2	нет	1,5	нет	—
Brough Superior	1000	25	3	2,2	2,5	1,5	108°
Л-300	300	25	2	2	1,5	1,5	110°
ИЖ-8	300	25	2,5	—	1,5	1,5	—
Л-8	350	25	2	2	1,5	1,5	130°
АМ-600	600	25	2,5	1,5	1,5	1,5	180°
ПМЗ А-750	750	25	2	2	1,5	1,5	—

Таблица заимствована из проекта стандарта на мотоциклетные рули.

III. КОЛЕСА

I. Обода

Обод вальцуется обычно в холодном состоянии из ленты, катанной также в холодном виде. Холоднокатанная лента после прокатки подвергается отжигу. Материал обода — мягкая сталь. Ниже, в таблице, приведены данные анализа материала ободов нескольких фирм.

Фирма	C	Mn	Si	P	S	Врем. сопротивл. кг/мм ²	Относ. удли. %
	в процентах						
Ariel	0,08	0,26	0,01	0,030	0,044	41,5	13
Norton	0,12	0,45	0,047	0,025	0,036	—	—
Красный Октябрь	0,05	0,39	0,02	0,024	0,03	36	19

После вальцовки и загибки обод в стыке сваривается или спайвается медью.

Размеры обода определяются размерами шин, на него монтируемых, а последние зависят от нагрузки, приходящейся на колесо, а также от назначения машины и дорожных условий. Так, например, в английской практике для мотоциклов с двигателем 500 см³ обычно довольствуются пневматиками 26" × 3,25", иногда 26" × 3,5", в других европейских странах, где дороги уступают по качеству английским, для мотоциклов этой же категории чаще применяют размер 27" × 4". Для условий СССР можно рекомендовать для мотоциклов до 300—350 см³ шины 26" × 3,25" или 26" × 3,5", при кубатуре от 350 до 500 см³—27" × 4" и свыше 500 см³—28" × 4,75". До последних лет размеры шин отличались крайним многообразием, в связи с чем не было строгой системы в размерах и профилировке ободов. Сейчас стандартизация коснулась и этой области. В отделе X помещены стандарты DIN для мотоциклетных ободов под некоторые размеры безбортовых и бортовых шин. Основной величиной, определяющей размеры обода, является диаметр по его седлу, т. е. по внутреннему диаметру покрышки. Этот размер сейчас обычно проставляется на покрышке. Так, например, на крышка 27" × 4", для которой обод 19" является нормальным, маркируется так:

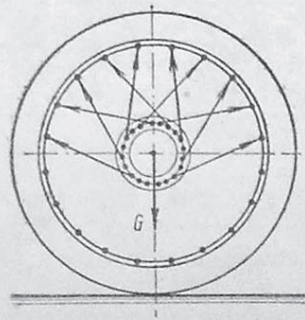
$$27" \times 4" (4"—19").$$

На покрышке 28" × 4,75" (4,75"—19F) цифра в скобках „19“ означает, что эта шина также монтируется на обод диаметром 19", а буква F указывает, что для этого обода данный размер шин является усиленным. В СССР стандарт на обода пока еще не утвержден. Стандарт на шины дан в отделе X, откуда можно определить, основные, применяемые у нас, диаметры ободов—18", 19" и 20". В дальнейшем следует ожидать повсеместного вытеснения бортовых шин безбортовыми, имеющими преимущества как со стороны прочности, так и удобства монтажа. В отделе X помещена таблица из каталога Резинотреста, дающая размеры выпускаемых пневматиков (табл. 26—31).

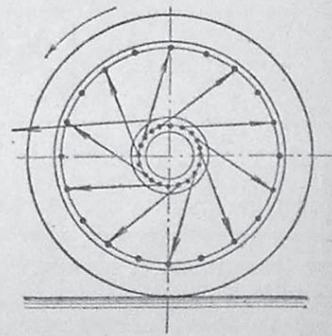
На прочность обод не рассчитывается. Толщина материала для него берется в пределах 1,5—2 мм.

2. Спицы

В мотоциклетных колесах применяются исключительно проволочные, так называемые тангентные спицы. При максимальной прочности в радиальном и осевом направлениях они дают минимальный вес колеса по сравнению с колесами иной конструкции. Дисковые колеса, простое



Фиг. 260. Схема передачи нагрузки на спицы колеса от веса, приходящегося на его ось.



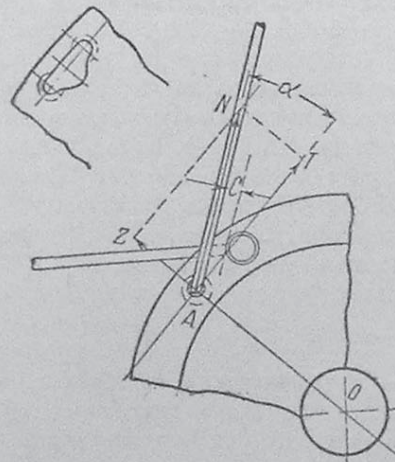
Фиг. 261. Схема передачи спицами крутящего момента.

изготовление которых могло бы искупить некоторое увеличение веса, для мотоциклов непригодны вследствие отрицательного влияния их на устойчивость и управляемость машины при боковом сильном ветре.

Фиг. 260 показывает распределение нагрузки G , приходящейся на колесо, между спицами, причем для ясности чертежа показаны только работающие в данном положении спицы, идущие к одной стороне втулки. Обод принят здесь абсолютно жестким, если же учесть его деформацию, то вопрос о распределении нагрузки между спицами значительно усложнится.

Фиг. 261 поясняет способ передачи крутящего момента на обод ведущего колеса через тангентные спицы. Здесь, как и в предыдущем случае, показаны только нагруженные спицы одной стороны колеса. При торможении будут работать спицы, имеющие противоположный наклон.

Из этого рисунка очевидно преимущество тангенциального расположения спиц в колесе. Наиболее выгодным для нагрузки спиц было бы расположение их по касательной к окружности центров отверстий во фланце втулки, причем угол α (фиг. 262) был бы равен нулю. Тогда,



Фиг. 262. Способ крепления спиц во втулке колеса.

обозначая радиус этой окружности через r , число работающих на каждой стороне колеса спиц через n (это число равно половине всего количества спиц на одной стороне), через T усилие, передаваемое каждой спицей, при условии равной их загрузки, а крутящий момент на колесе через $M_{кр}$, можем написать:

$$M_{кр} = 2nTr,$$

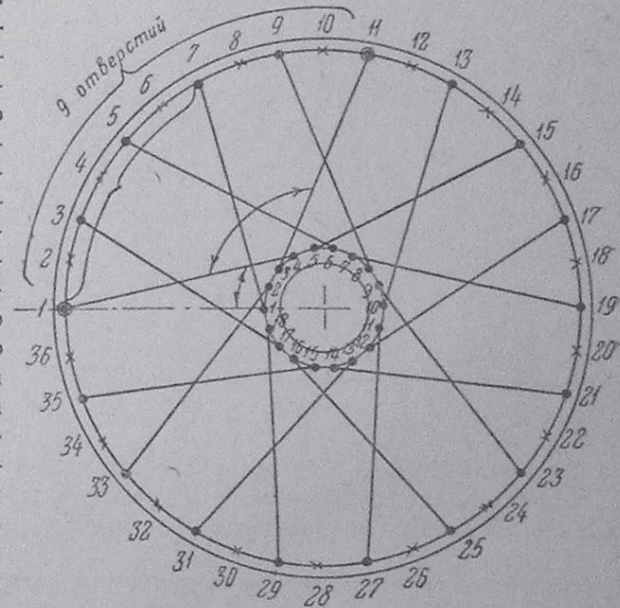
$$T = \frac{M_{кр}}{2nr}.$$

При угле α отклонения спиц от этого наиболее выгодного направления натяжение спицы N определится уравнением

$$N = \frac{T}{\cos \alpha}, \text{ т. е. } N > T.$$

Однако при существующих соотношениях между диаметром втулки и диаметром обода придать это желательное направление спицам трудно,

так как тогда стержень одной спицы перекрывал бы головку другой, с ней скрещивающейся (как это видно на фиг. 262). Это затрудняло бы смену лопнувших спиц. Для соблюдения минимального расстояния C приходится несколько отклонять спицы от этого наиболее выгодного направления. Иногда для удобства монтажа и смены спиц, которая сильно затрудняется при близком расположении к фланцу втулок тормозных барабанов или цепных зубчаток, делают отверстия во фланцах по системе, изображенной на фиг. 262 в верхнем



Фиг. 263. Распределение спиц в колесе при числе их 36.

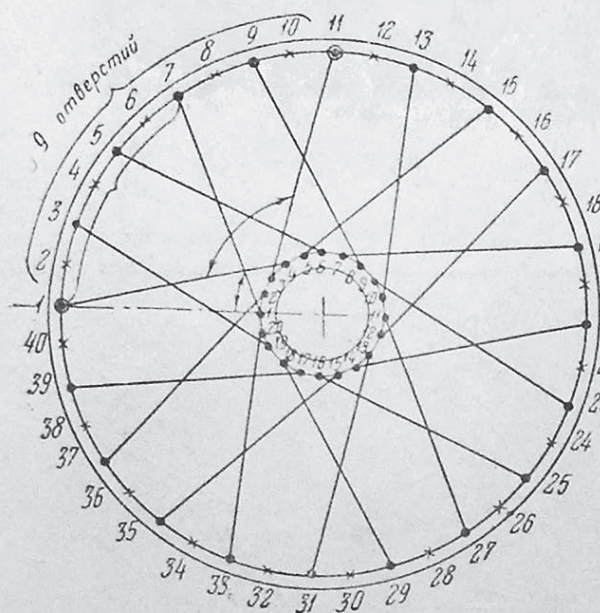
углу. Тогда спицу возможно завести на ее место, не сгибая, головкой вперед. Однако при этой конструкции наблюдается выпадение спиц из фланца в случае ослабления их натяжки. Фиг. 263 и 264 дают схемы переплетения спиц в колесе (для одной стороны его) для наиболее употребительных чисел спиц в колесе — 36 и 40.

Расчету на растяжение спицы не подвергаются, так как для спиц тех размеров, которые обычно применяются на практике, напряжения получаются невысокими, если даже принять, что 1) вся нагрузка, приходящаяся на колесо, воспринимается только 4 спицами, стоящими в тот момент

ближе всего к вертикальному направлению в верхней половине колеса, 2) крутящий момент передается половиной всего количества его спиц и 3) на предварительную затяжку и динамический характер нагрузки добавляется еще 100% от обеих первых нагрузок. Несколько выше напряжения в спицах могут оказаться при расчете на торможение,

однако все же более опасным местом в спице является не стержень ее, а загиб у головки, подсчет напряжений в котором очень затруднителен. Поэтому проще подбирать спицы по стандарту. В Англии применяют обычно три размера спиц, обозначая их по Бирмингемскому проволочному калибру. Размеры эти следующие:

№ по Бирмингемскому калибру	Диаметры стержн. спиц мм
12	2,77
10	3,40
8	4,2



Фиг. 264. Распределение спиц в колесе при числе их 40.

В отделе X (табл. 33) дан проект стандарта на спицы.

Следующая таблица дает анализы материала и результаты механических испытаний спиц некоторых иностранных фирм.

Фирма	C	Mn	Si	S	Врем. сопротивл. кг/мм ²	Относ. удлин. %	Примечание
	в процентах						
Norton	0,56	0,70	0,15	0,048	102	4	Патентир. провол.
Züdap	0,45	0,76	—	—	103		
Ariel	—	—	—	—	115		

Ниппели делают из латуни с примерным содержанием $Cu = 70\%$ и $Zn = 30\%$. С целью экономии цветных металлов можно рекомендовать

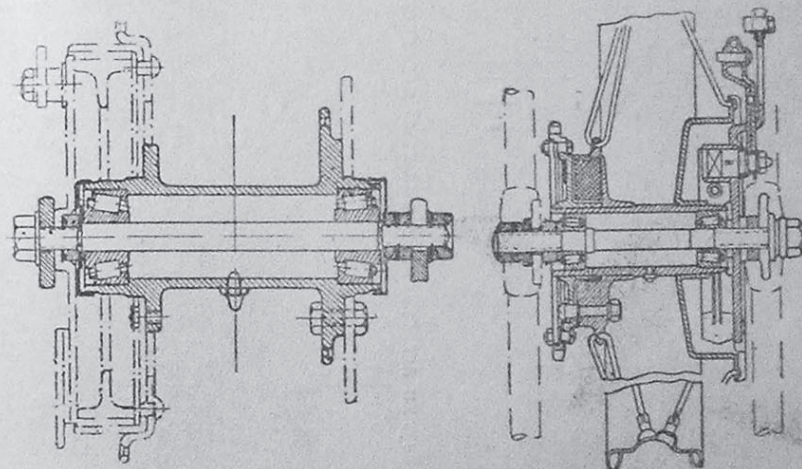
для них применение так называемых автоматных сталей, вроде 1112 SAE с химическим составом

C = 0,08 — 0,16%
Mn = 0,6 — 0,8%
P = 0,09 — 0,13%
S = 0,075 — 0,15%

Временное сопротивление для этой стали 40—50 кг/мм², относительное удлинение 22—28%.

3. Втулки

Втулки применяются исключительно на шариковых или роликовых подшипниках. Втулки более старых конструкций имеют шариковые подшипники велосипедного типа, с чашками и конусами. В последнее время чаще применяются стандартные шариковые или роликовые под-



Фиг. 265. Разрез втулки на конических роликовых подшипниках.

Фиг. 266. Разрез втулки заднего колеса.

шипники. В случае роликовых подшипников наиболее подходящим типом является конический роликовый подшипник, хорошо выдерживающий не только радиальную, но и осевую нагрузку. Этот тип подшипника может быть рекомендован для наиболее тяжелых и мощных машин. Размеры подшипника выбираются по конструктивным соображениям, так как допускаемая нагрузка на подшипник, выбранный по условиям его размещения во втулке, обычно всегда выше фактической нагрузки. Определение расчетных нагрузок дано далее, при расчете осей.

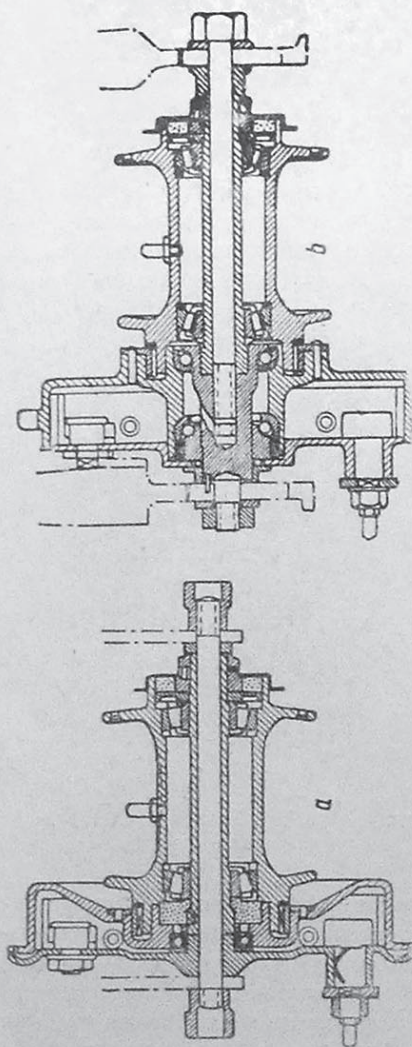
Подшипники сажаются в корпус втулки легкой прессовой посадкой, а на ось — скользящей. Соответствующие допуски берутся по данным заводов, выпускающих подшипники.

По конструкциям втулки можно распределить на три группы:

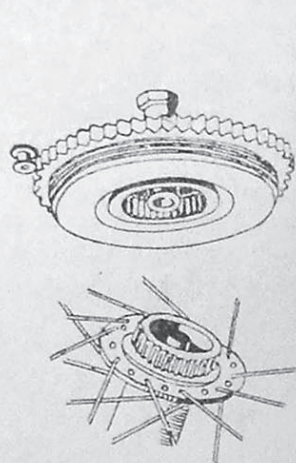
1. Втулки, в которых подшипники крепятся непосредственно на оси (к ним относятся и втулки велосипедного типа).

2. Втулки, в которых подшипники закреплены на трубчатой дополнительной оси, сквозь которую пропускается основная ось — болт, крепящий колесо в вилке. Этот тип является переходным к третьему.

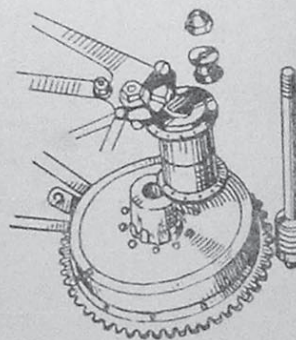
3. Втулки для так называемых легкосъемных колес, которые отличаются от предыдущих тем, что ведущая цепная шестерня и тормозные



Фиг. 267. Втулки легкосъемных колес: а) переднего и б) заднего.



Фиг. 269. Втулка заднего легкосъемного колеса со шлицевым смыканием.



Фиг. 268. Втулка заднего легкосъемного колеса с кулачковым смыканием с тормозным барабаном.

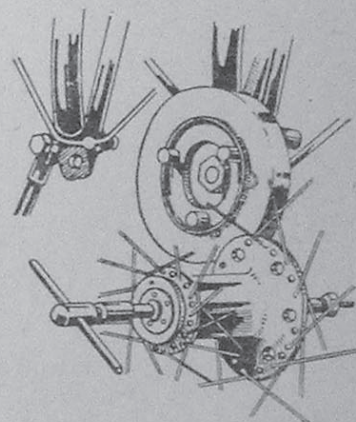
барабаны соединяются со втулкой на кулачках, шлицах или пальцах и при демонтаже колеса остаются на раме или вилке, не нарушая своей установки. Заднее, переднее и колясочное колеса со втулками этой конструкции часто бывают еще и взаимозаменяемыми.

Для мотоциклов с карданной передачей легкосъемное заднее колесо требуется самой конструкцией передачи, при цепной же передаче такая конструкция облегчает смену шин и сохранение правильной установки цепной линии.

Примерами первой конструкции служат фиг. 265 и 266. На фиг. 271 изображено колесо мотоцикла Л-300 со втулкой, также относящейся к этому типу.

В конструкциях легкосъемных колес весьма существенным является способ смыкания втулки с тормозным барабаном и ведущей зубчаткой. На фиг. 267—270 даны различные варианты, применяющиеся на практике. Конструкция, изображенная на фиг. 269, более других гарантирует от появления при езде неприятных стуков в соединении, являющихся следствием износа пальцев или кулачков. Недостатком ее является несколько большая сложность снятия колес.

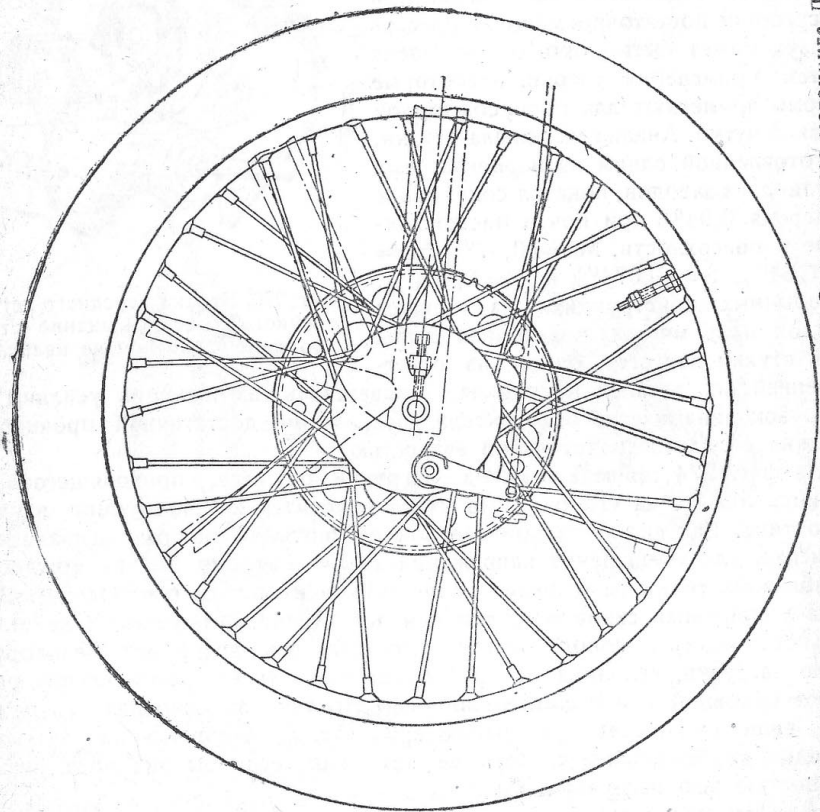
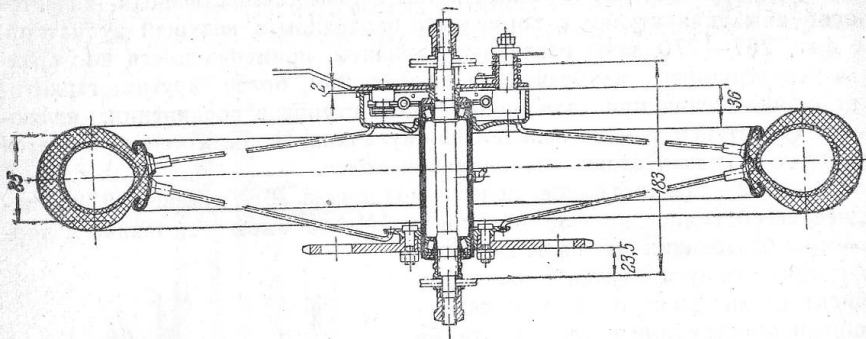
Фиг. 272 — легкосъемное колесо мотоцикла Л-8 и фиг. 273 — переднее легкосъемное колесо мотоцикла АМ-600 имеют смыкание с тормозными барабанами на пальцах. Конфигурация корпуса втулки в основном зависит от выбранного типа передачи и общей конструкции втулки, но также должна быть согласована с производственными возможностями завода. При отсутствии достаточно мощных прессов задача может быть хорошо разрешена путем применения сварки. Некоторые фирмы применяют для корпусов втулок ковкий чугун. Анализ материала втулки, изготовленной одним из первоклассных английских заводов, показал содержание углерода 0,94% при почти чистом железе у поверхности, $Mn = 0,07\%$, $Si = 0,34\%$, $S = 0,074\%$ и $P = 0,064\%$. В обычных конструкциях на корпусе втулок идет мягкая поделочная сталь. Ось втулки является одной из ответственных деталей мотоцикла. Подвергаясь изгибающим усилиям от нагрузок динамического характера, ось, кроме достаточной прочности, должна обладать значительной вязкостью.



Фиг. 270. Втулка переднего легкосъемного колеса. Смыкание с тормозным барабаном на пальцах.

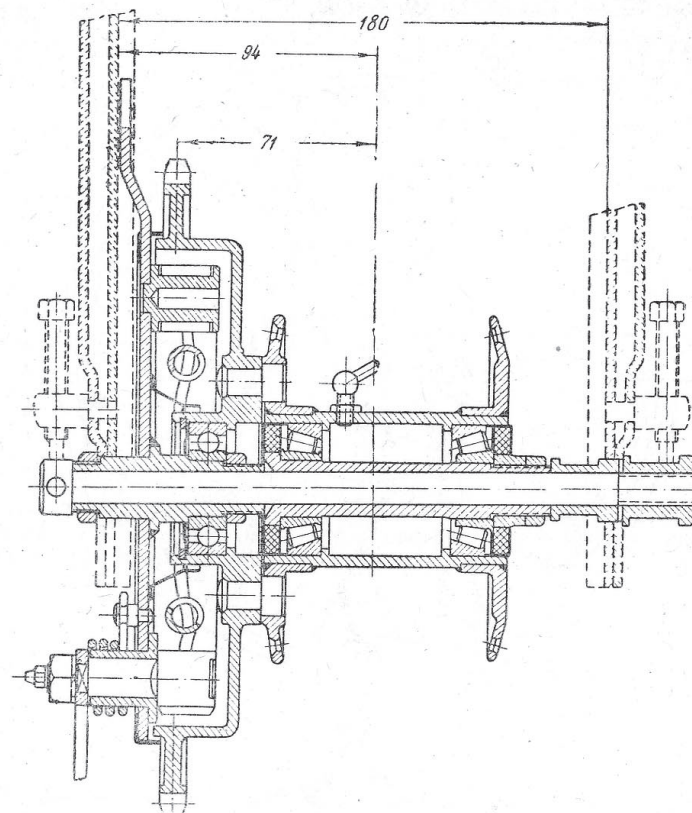
На фиг. 274 приведена схема нагрузки от веса, приходящегося на данное колесо, на его ось. Эта схема относится к конструкции втулки 1-го типа. Как видно из приведенной на фиг. 274 эпюры изгибающего момента, для уменьшения напряжений в оси выгодно по возможности приближать точки размещения подшипников к концам оси. На фиг. 275 дана упрощенная схема нагрузки оси для втулки 2-го типа. В действительности здесь и дополнительная трубчатая ось воспримет некоторую долю нагрузки, величина которой будет зависеть от относительных размеров основной и дополнительной осей. Но так как основная ось получит еще дополнительные напряжения от предварительной затяжки в вилке, то безопаснее считать ее так, как если бы она одна несла полностью всю нагрузку на изгиб.

Для оси заднего, ведущего колеса определение нагрузок несколько сложнее. Кроме веса, который для заднего колеса обычно считают 0,6 от всего веса мотоцикла и седока, на заднее колесо передается крутящий момент посредством цепной или карданной передачи. Давление на



Фиг. 271. Заднее колесо мотоцикла Л-300.

зуб конической шестерни при карданной или натяжение цепи при цепной передаче вызывает в точках посадки подшипников на ось силы L_1 и L_2 (фиг. 277). Направление этих сил зависит от направления действия цепи или давления на зуб. Для цепной передачи схема дана на фиг. 276.



Фиг. 272. Втулка заднего колеса мотоцикла Л-8.

Для схемы на фиг. 277 силы L_1 и L_2 определяются уравнениями:

$$L_1 = S \frac{m}{n},$$

$$L_2 = -S \frac{m-n}{n},$$

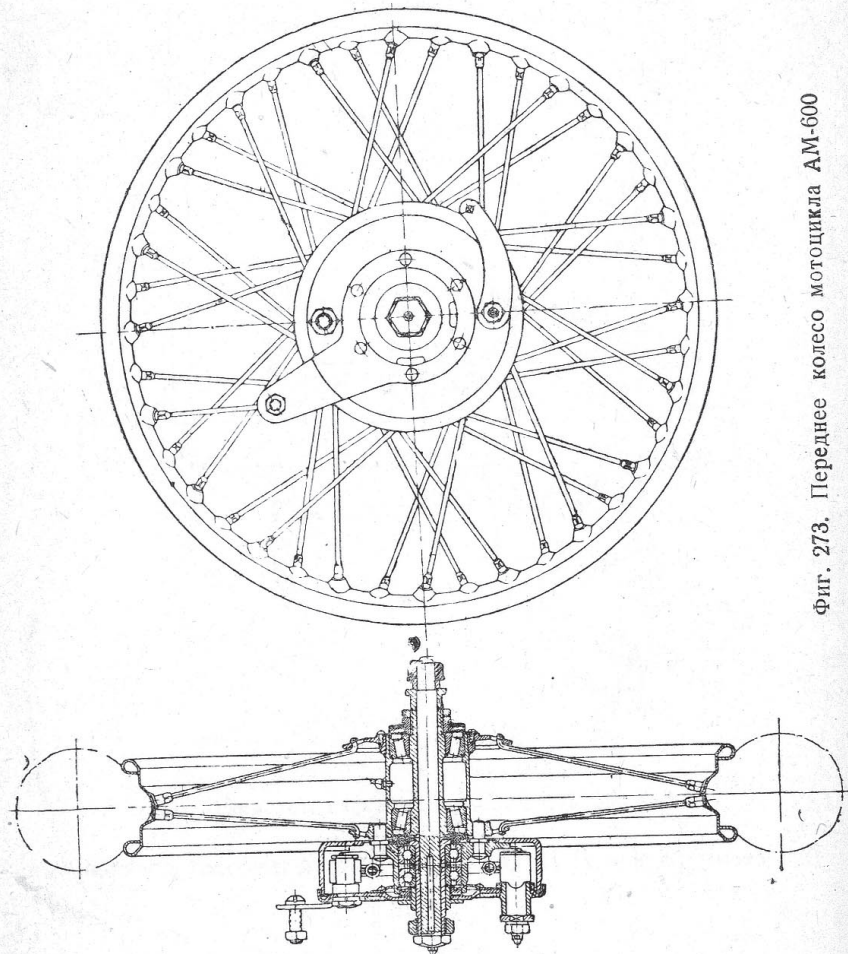
а реакции в точках закрепления оси в вилке будут:

$$R_1 = -S \frac{d+m}{d+m+e},$$

$$R_2 = -S \frac{e}{d+m+e}.$$

После нахождения этих реакций определение максимального изгибающего момента от натяжения цепи производится весьма просто. Примерная диаграмма изгибающих моментов изображена на этом же рисунке. Кроме натяжения цепи через втулку будет передано на ось тяговое усилие Q , определяемое из уравнения

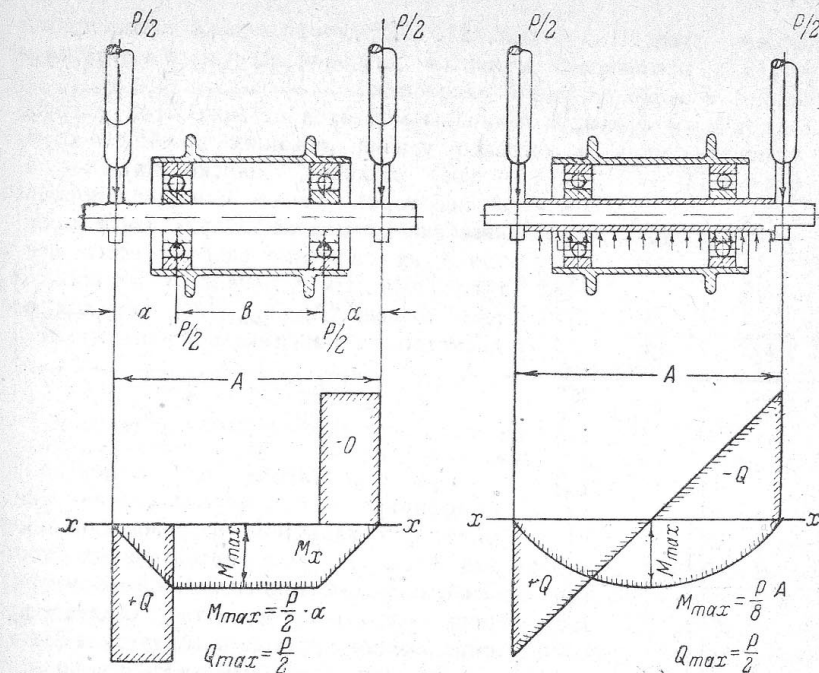
$$Sr = QR,$$



Фиг. 273. Переднее колесо мотоцикла AM-600

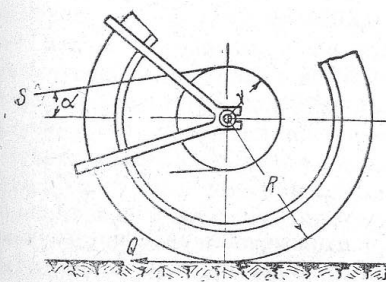
где r и R — радиусы цепной зубчатки и заднего колеса (рис. 276). Потерями на трение во втулке здесь пренебрегаем. При симметричном расположении втулки относительно вертикальной плоскости колеса на каждый подшипник приходится нагрузка $Q/2$. Реакции в точках закрепления оси в раме определяются:

$$Z_1 = -Q \frac{k}{k+l} \text{ и } Z_2 = -Q \frac{l}{k+l}$$

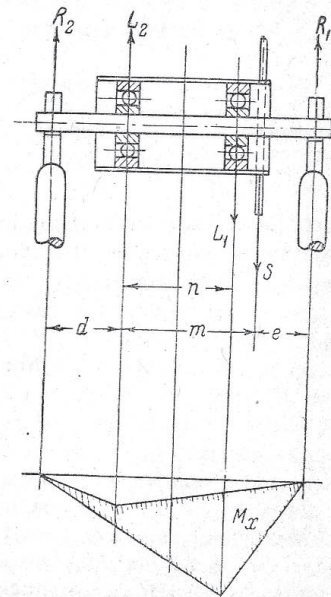


Фиг. 274. Диаграмма изгибающих моментов и срезающих сил для оси втулки простого типа

Фиг. 275. Диаграмма изгибающих моментов и срезающих сил для оси втулки легкосъемного типа.



Фиг. 276. Схема передачи на ось нагрузки от натяжения ведущей цепи.



Фиг. 277. Диаграмма нагрузки оси заднего колеса от натяжения ведущей цепи.

(обозначения относятся к фиг. 278, на которой дана также примерная диаграмма изгибающих моментов для этой нагрузки). Изгиб будет происходить в горизонтальной плоскости.

Геометрически суммируя величины моментов от этих трех нагрузок (веса, натяжения цепи и тягового усилия, лежащих в общем случае в трех различных плоскостях), получим в некоторой точке оси максимальный изгибающий момент. Определение моментов и их сложение удобнее всего вести графически. Имея максимальный изгибающий момент $(M_{из})_{max}$, получим для оси диаметром d максимальное напряжение

$$K_{из} = \frac{(M_{из})_{max}}{W} \approx \frac{(M_{из})_{max}}{0,1d^3}$$

При определении этих моментов не было принято во внимание влияние динамического характера нагрузок (например для веса, в случае значительных скоростей и плохой дороги). Чтобы компенсировать это обстоятельство, следует при определении крутящего момента на заднем колесе принимать максимальный возможный, т. е. считать случай движения на первой скорости при максимальном моменте на оси двигателя. Поскольку скорость езды на первой передаче незначительна, максимумы крутящего момента и динамической нагрузки от влияния плохой дороги не могут совпадать.

На практике для переднего колеса употребляют оси размером 12—14 мм, для заднего же 14—16 мм. Для осей из

углеродистой стали можно применять сталь типа 1035 SAE со следующим химическим составом:

$$C = 0,30 - 0,40\%$$

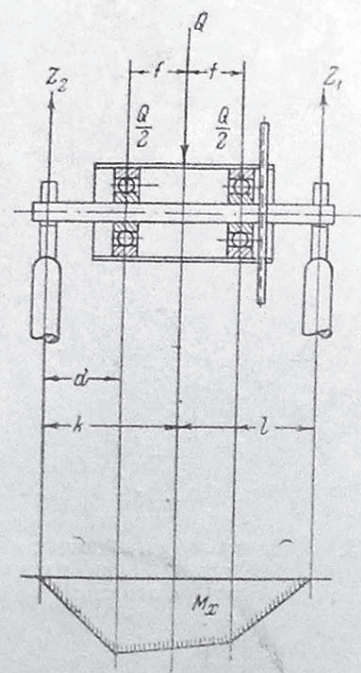
$$Mn = 0,50 - 0,80\%$$

$$P \leq 0,045\%$$

$$S \leq 0,05\%$$

Механические качества этой стали: в отожженном виде предел текучести до 35 кг/мм², он же для термически обработанной стали повышается до 60 кг/мм², относительное удлинение для нее 20—30%.

Для этого материала не следует допускать напряжения от изгиба выше 12—15 кг/мм².



Фиг. 278. Диаграмма нагрузки оси заднего колеса от передающегося на нее тягового усилия.

Данные анализы осевых сталей нескольких зарубежных фирм даны в следующей таблице.

Фирма	C	Mn	Si	S	P	Cr	Врем. сопр. кг/мм ²	Относ. удлин. %
	в процентах							
Norton (задняя ось) . . .	0,29	0,85	0,063	0,071	—	—	—	—
Norton (передняя ось) . .	0,30	0,43	0,033	0,032	0,034	—	—	—
DKW (задняя ось)	0,35	0,85	0,02	0,16	0,093	0,03	79	14,3

В ответственных случаях лучше выбирать легированные стали типа 3135 или 3140 SAE. Нормали для втулок приведены в табл. 44.

IV. ТОРМОЗА

По существующим правилам каждый мотоцикл, допускаемый к движению по улицам городов и других населенных мест, должен иметь два независимо друг от друга действующих тормоза. При высоких скоростях движения, свойственных современным мотоциклам, наличие мощных надежных тормозов является основным условием, обеспечивающим безопасность передвижения. Все тормоза, применяемые на мотоциклах, работают по принципу поглощения живой силы мотоцикла трением, возникающим между неподвижной поверхностью, связанной с рамой мотоцикла, и поверхностью, находящейся во вращении вместе с колесом мотоцикла.

По конструкции тормоза могут быть разделены на 3 основных типа:

- 1) колодочные тормоза;
- 2) ленточные тормоза;
- 3) раздвижные тормоза с внутренними колодками.

1. Колодочные тормоза

Тормоза первого типа в настоящее время имеют только исторический интерес, так как вышли из употребления благодаря присущим им недостаткам. Колодочный тормоз состоит из обода клиновидного сечения, укрепленного на спицах колеса, к которому может прижиматься фибровая или деревянная колодка, шарнирно укрепленная на раме и управляемая мотоциклистом при помощи рукоятки или педали. В некоторых случаях колодка прижимается непосредственно к ободу колеса. Основным недостатком этих тормозов является слабое их действие при попадании грязи и воды на тормозной обод во время езды по мокрой дороге. Еще хуже обстоит дело с тормозными колодками, работающими непосредственно по ободу. Если уровень воды и грязь выше, чем обод колес, такой тормоз перестает действовать вообще. Помимо того колодки, имеющие небольшую поверхность, подвержены быстрому износу. Поверхность деревянной или фибровой колодки после непродолжитель-

ного употребления принимает полированный вид, что тоже служит причиной слабого действия тормозов. От действия влаги деревянные и фибровые колодки набухают, что может вызвать заклинивание колодки.

2. Ленточные тормоза

Ленточные тормоза состоят из ленты, имеющей фрикционную обшивку и охватывающей барабан, укрепленный на втулке колеса. При торможении лента стягивается и зажимает барабан. Тормоза такого типа в течение многих лет применялись на мотоциклах распространенной у нас марки Харлей-Давилсон. Вследствие открытого расположения такие тормоза подвержены загрязнению и потому, так же как и колодочные, не всегда надежно действуют при сырой погоде. При отпущенном тормозе лента частично прилегает к барабану, быстро изнашивается и поглощает часть мощности двигателя. Попадание грязи на ленту также сокращает срок ее службы.

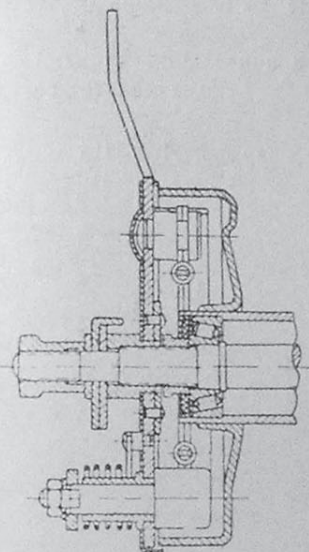
3. Раздвижные тормоза с внутренними колодками

подавляющее большинство современных мотоциклов снабжено тормозами с внутренними раздвижными колодками. Такие тормоза, имея энергичное действие, лишены недостатков, свойственных колодочным и ленточным тормозам. Для того чтобы полностью использовать вес мотоцикла, влияющий на силу трения между покрышкой и дорогой, возникающую при торможении, тормоза устанавливаются на переднее и заднее колеса. Одновременное торможение двух колес увеличивает устойчивость мотоцикла при применении тормозов на мокрой дороге. Каждый тормоз должен давать возможность довести колесо до полной остановки, т. е. до скольжения колеса по дороге без вращения.

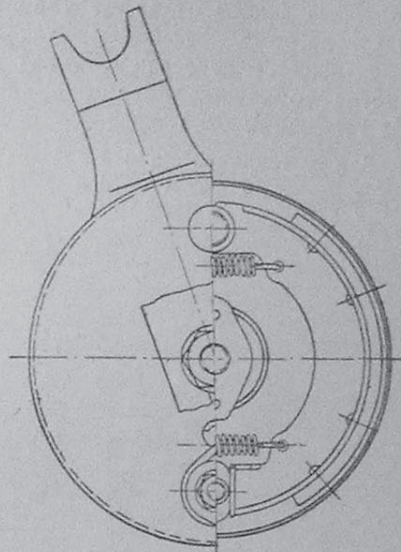
На фиг. 279, 280 представлен типичный тормоз с внутренними раздвижными колодками Л-300. Тормозные колодки штампуются из листовой стали толщиной 2—2,5 мм. Каждая тормозная колодка состоит из двух половин, сваренных между собой точечной сваркой. Некоторые фирмы применяют литые алюминиевые колодки (фиг. 281), которые должны иметь стальные рабочие поверхности для тормозного кулачка, раздвигающего колодки.

В качестве обшивки для колодок применяется специальная фрикционная ткань „феродо“, обладающая высоким коэффициентом трения и не страдающая от высокой температуры, развивающейся в колодке во время торможения. Ткань феродо изготавливается из асбеста, переплетенного тонкой медной проволокой. Обшивка тормозных колодок, имеющая толщину 3—3,5 мм, приклепывается к колодкам медными или алюминиевыми заклепками. Тормозные барабаны получают путем штамповки из листовой стали толщиной 2,5—3,5 мм. Тормозные барабаны привариваются к втулке (Л-300) или приклепываются. Фирма Дуглас изготавливает тормозные барабаны с насечкой (так называемое рифтовое соединение) по внутреннему краю отверстия барабана. Втулка колеса имеет соответствующую насечку на наружной поверхности одного конца, куда насаживается барабан, фиг. 269. Литые тормозные барабаны из

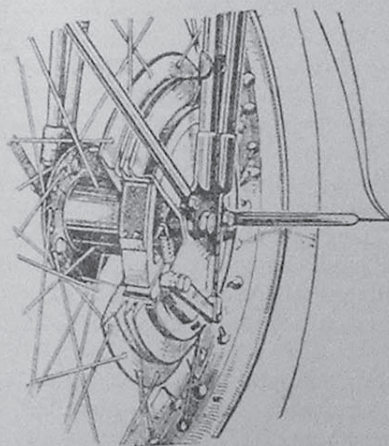
легких сплавов стоят дороже штампованных, тем более, что такие барабаны требуют запрессовки стальной втулки, служащей рабочей поверх-



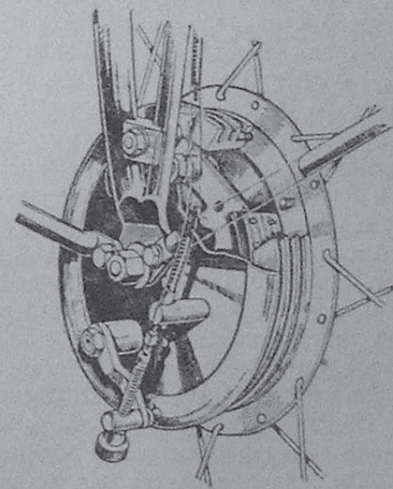
Фиг. 279. Тормоз с внутренними раздвижными колодками мотоцикла Л-300.



Фиг. 280. Боковой вид тормоза мотоцикла Л-300.



Фиг. 281. Передний тормоз АJS с литыми алюминиевыми колодками.



Фиг. 282. Тормозной барабан, отлитый из хромистого чугуна.

ностью для колодок. Барабаны из легких сплавов лучше отводят тепло, выделяющееся при торможении и почти полностью уходящее в барабан, а не в колодки вследствие плохой теплопроводности фрикционной

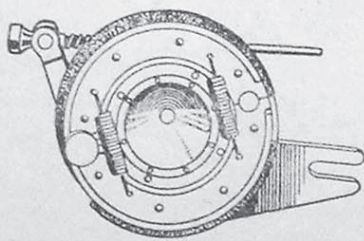
обшивки. Литые барабаны легко изготовить с ребрами на наружной поверхности, увеличивающими поверхность охлаждения и жесткость барабана.

Некоторые фирмы отливают тормозные барабаны из качественных сортов чугуна.

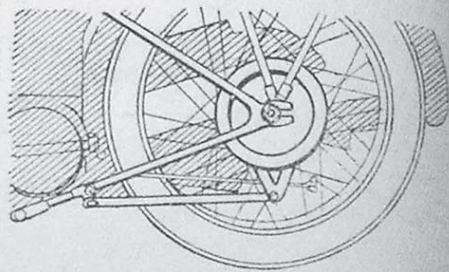
Эффективность действия тормоза в значительной степени зависит от диаметра тормозных барабанов. Можно рекомендовать следующие размеры тормозных барабанов:

Для мотоциклов до 175 см ³ диаметр барабана	100—125 мм
" " до 350 " "	150—175 "
" " свыше 350 " "	175—200 "

Ширина тормозных колодок обычно составляет 1,8—3,5 см.



Фиг. 283. Тормоз фирмы Вебб.



Фиг. 284. Крепление основания колодок у мотоцикла „Триумф“.

Диск, служащий основанием для оси тормозных колодок и оси тормозного кулачка, должен быть весьма надежно связан с рамой мотоцикла или передней вилкой для тормоза переднего колеса. Для этого диск обычно имеет хвост (анкер), как видно на фиг. 283, при помощи которого он связывается с вилкой или рамой. Хвост диска должен обладать значительной жесткостью, так как он должен сопротивляться изгибу от момента сил трения, стремящегося повернуть колодки вместе с диском по направлению вращения колеса.

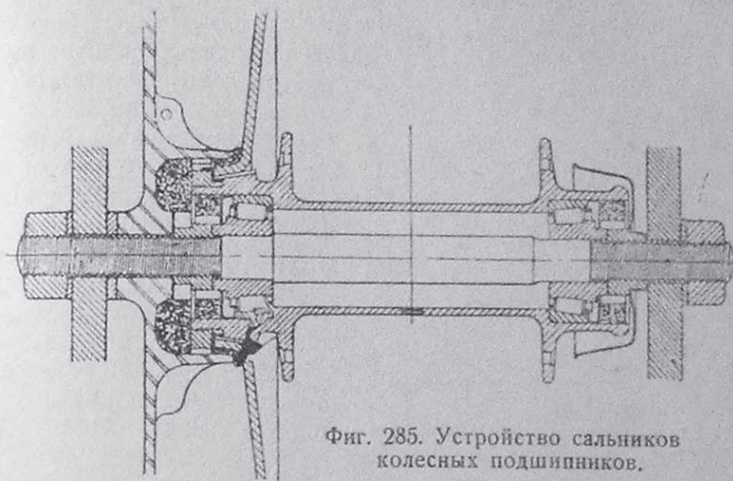
На фиг. 283 показан тормоз фирмы Вебб, весьма распространенный в Англии и имеющий жесткое крепление диска колодок с рамой. На фиг. 284 показано крепление хвоста диска колодок у мотоцикла „Триумф“. Здесь между концом хвоста и рамой введена длинная тяга. Эта тяга присоединена к раме в самой передней части длинной вилки. Такое устройство разгружает от изгибающего момента заднюю вилку, и без того значительно нагруженную.

Подшипники втулок колес должны иметь хорошие сальники во избежание вытекания смазки и проникания ее в тормозной барабан (фиг. 285).

Тормоза приводятся в действие при помощи педали или рукоятки на руле и системы тяг или боуденовского троса. Наибольшим распространением пользуются следующие системы:

1. Задний тормоз приводится в действие при помощи педали, соединенной с поводком тормозного кулачка посредством длинной жесткой тяги (фиг. 286). Передний тормоз действует от рукоятки на руле через боуденовский трос. Рукоятка переднего тормоза показана на

фиг. 287 (Amal). Педаль может быть помещена с левой или правой стороны мотоцикла, причем следует предпочитать последний случай, потому что

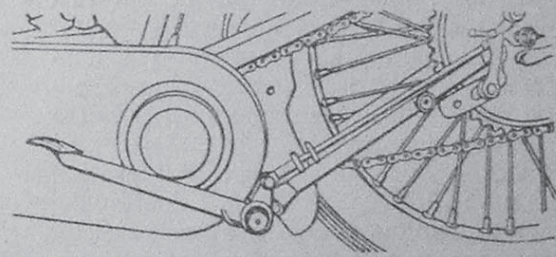


Фиг. 285. Устройство сальников колесных подшипников.

он идентичен с общепринятым расположением тормозной педали на автомобиле и, следовательно, не требует приобретения новых навыков при переходе с автомобиля на мотоцикл или наоборот.

Рукоятка переднего тормоза обычно располагается на правом конце руля. Правое расположение рукоятки рекомендовано в качестве стандарта Английским мотоциклетным союзом (ACU).

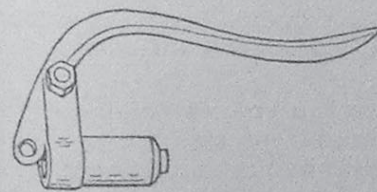
2. Передний и задний тормоза приводятся в дей-



Фиг. 286. Жесткая тяга тормоза заднего колеса „Дуглас“.

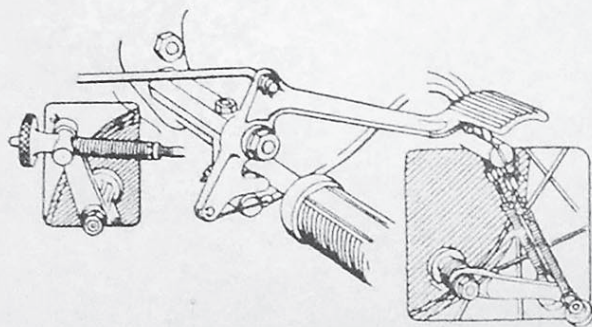
ствии одновременно посредством педали. Кроме того передний тормоз может действовать от рукоятки на руле. Такая система дает весьма прогрессивное торможение и хорошую устойчивость на скользкой дороге. Педаль и рукоятка располагаются так же, как в предыдущем случае. При этом педаль имеет два плеча. К одному присоединяется тяга заднего тормоза, к другому — трос переднего тормоза. Подобная система носит название взаимно-соединенных тормозов.

На фиг. 288 показано устройство педали взаимно-соединенных тормозов мотоцикла „Матчлесс“. В правой части рисунка видно двойное присоединение боуденовских тросов от педали и от рукоятки руля



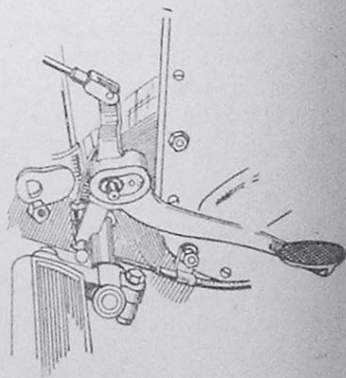
Фиг. 287. Рукоятка переднего тормоза (Amal).

к поводку переднего тормоза. Взаимно-соединенные тормоза должны обеспечивать одновременное начало торможения обоих колес, что достигается регулировкой тяг и тросов. Фирма Rudge регулирует свои взаимно-соединенные тормоза с таким расчетом, чтобы передний тормоз начинал действовать несколько ранее заднего. Такая регулировка вызывает



Фиг. 288. Взаимно-соединенные тормоза мотоцикла „Матчлесс“.

перераспределение веса мотоцикла до торможения заднего колеса (увеличение нагрузки на переднее колесо и уменьшение нагрузки на заднее) и способствует большей устойчивости мотоцикла при торможении. На фиг. 289 показана тормозная педаль мотоцикла Р-М (Phelon-Moore), имеющего взаимно-соединенные тормоза. Педаль надевается на ось продолговатым



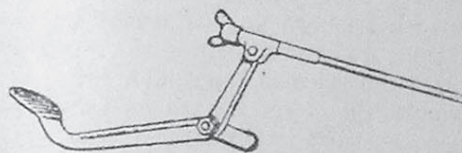
Фиг. 289. Педаль взаимно-соединенных тормозов Р-М.

оставшаяся свободной после посадки на ось, заполняется резиновым вкладышем. При нажиме на педаль ее ось вращения может несколько смещаться за счет упругости резины в зависимости от мертвого хода тяги и троса. Такая упругая подвеска тормозной педали дает одновременную и равномерную затяжку переднего и заднего тормозов. Ось тормозной педали укрепляется на раме и должна быть достаточно жесткой, чтобы сопротивляться усилиям, возникающим при торможении, когда мотоциклист всем своим весом наваливается на педаль. В некоторых дешевых марках ось тормозной педали одновременно служит осью подножек. Такое устройство рекомендовать нельзя, так как при падениях мотоцикла, которые рано или поздно случаются с каждой машиной, когда в первую очередь гнутся подножки, — тормоз выходит из строя. Оси тормозных педалей, изображенные на фиг. 286 и 288, независимы от осей подножек.

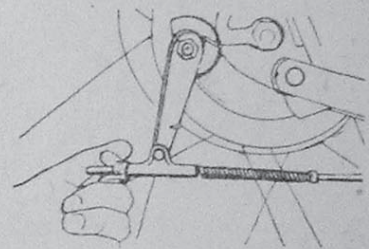
По мере износа обшивки колодок увеличивается зазор между обшивкой и тормозным барабаном. Следствием этого является увеличение мертвого хода педали или рукоятки. Для уничтожения мертвого хода, тяги и тросы обязательно должны иметь регулировку своей длины. Типичное устройство для регулировки тяги заднего тормоза показано на фиг. 290 (Raleigh). Аналогично устройство регулировки у „Матчлесс“ (фиг. 288). Можно помещать регулировку на переднем конце тормозной тяги (фиг. 290). Тогда представляется возможным производить регулировку

на ходу. Более простая система регулировки, применяемая в частности на мотоцикле ИЖ-8, состоит в том, что поводок тормозного кулачка имеет ряд отверстий, в которые можно переставлять конец тяги по мере износа обшивки. Все современные тормоза регулируются вручную без применения каких-либо инструментов.

Помимо чисто механических рычажных систем привода тормозов на мотоциклах неоднократно испытыва-



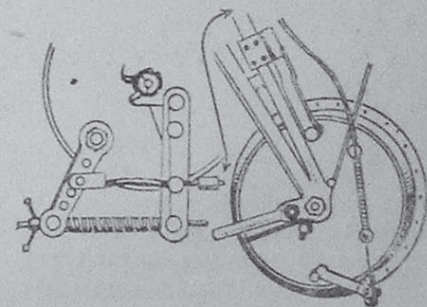
Фиг. 290. Регулировка длины тормозной тяги (Raleigh).



Фиг. 291. Регулировка длины тормозной тяги на ее заднем конце (NSU).

лись гидравлические и пневматические системы. Однако в силу своей сложности такие конструкции широкого распространения не получили.

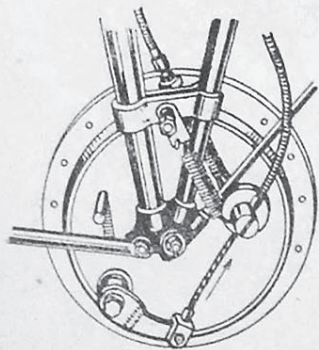
В некоторых случаях на особо тяжелых и быстроходных машинах, требующих значительных тормозных усилий, находят применение так называемые серво-тормоза, чаще всего работающие на принципе использования живой силы мотоцикла для самозатормаживания. Пример подобной конструкции показан на фиг. 292. В правой части рисунка



Фиг. 292. Серво-тормоз.

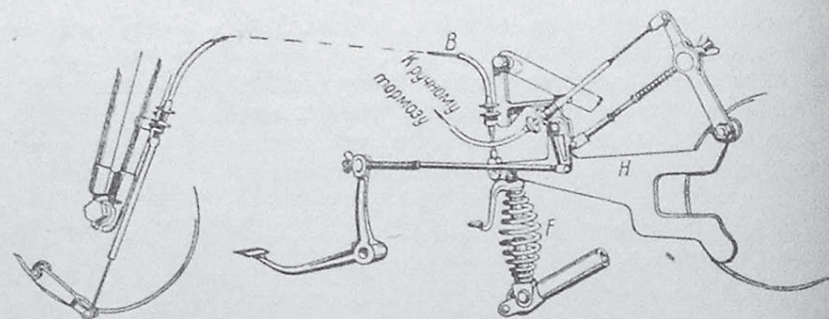
показан передний тормоз, отличающийся тем, что диск, служащий основанием колодок, не связан намертво с вилкой, а может поворачиваться относительно оси колеса на некоторый угол. С верхней частью диска шарнирно связан небольшой шатун, другой конец которого присоединен к плунжеру, работающему в цилиндре, укрепленном на вилке. При торможении переднего колеса обычным способом — от рукоятки на руле через трос, видимый на правой части барабана, тормозные колодки, увлекаемые барабаном, поворачиваются вместе с диском и через посредство шатуна перемещают плунжер. К плунжеру прикрепляется трос, приводящий в действие задний тормоз. На фиг. 293 представлен серво-тормоз гоночного мотоцикла Т. Т. „Montgomery“ более простой конструкции. Здесь трос заднего тормоза прикрепляется непосредственно к пальцу на диске колодок. Этот палец одновременно служит упором для оболочки троса переднего тормоза. К преимуществам серво-тормоза, помимо энергичного действия, следует отнести то, что оба тормоза приводятся в действие от руки и для мотоциклиста создается возможность спускать обе ноги с подножек во время торможения, т. е. как-раз тогда, когда мотоцикл наименее устойчив. В обычных случаях одна нога занята торможением.

Иногда в серво-тормозах применяется противоположная схема, согласно которой основание колодок заднего тормоза делается подвижным и служит для передачи тормозного усилия на передний тормоз. Такая система показана на фиг. 294. Ножной и ручной тормоза действуют на заднее колесо. Подвижное основание колодок заднего тормоза имеет рычаг *H*, передающий усилие тросу переднего тормоза *B*. Пружина *F* регулирует распределение тормозного усилия между передним и задним колесами.



Фиг. 293. Серво-тормоз мотоцикла „Монгомери“.

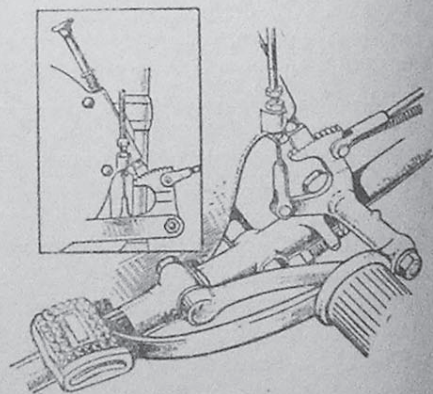
В случае применения карданной передачи тормоз может быть установлен на валу коробки передач, передающем вращение карданному валу. Тогда торможение сообщается заднему колесу через карданный вал и шестерни передачи. В результате многолет-



Фиг. 294. Серво-тормоз мотоцикла „Торнакс“.

ней эксплуатации мотоциклов, имеющих такой тормоз, было установлено, что торможение через трансмиссию неблагоприятно отражается на долговечности шестерен и карданных шарниров. Кроме того тормоз может вызвать значительную нагрузку на подшипники коробки передач вследствие неодинакового нажима колодок на тормозной барабан. Исходя из этих соображений, целесообразнее помещать тормоз при карданной передаче также на втулке заднего колеса.

Для предохранения мотоцикла от откатывания при остановках на подъемах существуют устройства для удерживания тормоза в затянутом состоянии. Типичная конструкция такого приспособления показана на фиг. 295.



Фиг. 295. Приспособление для удерживания тормоза в затянутом состоянии.

4. Расчет тормозов

Исходной точкой для расчета тормозов является сила трения колодок, необходимая для поглощения живой силы движущегося мотоцикла. По закону живой силы можно написать следующее уравнение:

$$\frac{Gv^2}{2g} = Bs \frac{d}{D}, \quad (1)$$

где *G* — полный вес мотоцикла с нагрузкой в кг; *v* — скорость мотоцикла в м/сек; *s* — тормозной путь в м; *d* — диаметр тормозного барабана в м; *D* — диаметр колеса в м; *g* — 9,81 м/сек²; *B* — сила трения колодок в кг.

Степень интенсивности торможения ограничена силой сцепления между покрышкой и дорогой. Сила сцепления покрышки с дорогой

$$P_{\max} = \mu G,$$

где μ — коэффициент сцепления покрышки с дорогой; *G* — полный вес машины с нагрузкой, если в торможении участвуют оба колеса.

Расчетная величина коэффициента сцепления μ имеет следующие значения:¹

Для пневматиков высокого давления	0,5
• баллонов „Корд“	0,55

Коэффициент сцепления μ в действительных условиях работы покрышки подвержен значительным колебаниям в зависимости от типа дороги и погоды, а также меняется с износом покрышки. При грязной скользкой дороге μ может уменьшаться до 0,06. Для расчета в качестве средней величины можно принять $\mu = 0,5$. По силе сцепления P_{\max} можно определить максимальную силу трения колодок *B*, необходимую для полной остановки колеса.

$$B = P_{\max} \frac{D}{d} = \mu G \frac{D}{d}. \quad (2)$$

Если тормозным является только одно колесо, то вместо *G* подставляется часть веса машины, приходящаяся на данное колесо. Можно принять, что в среднем на заднее колесо приходится 60% всей нагрузки.

Кратчайший тормозной путь определяется из уравнения (1) после подстановки в него значения *B* из уравнения (2). Тогда

$$\frac{Gv^2}{2g} = \mu G \frac{D}{d} s \frac{d}{D}; s = \frac{v^2}{2g\mu}.$$

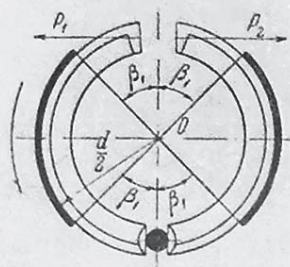
Таблица, приведенная в конце главы, дает значения *s* при различных μ и *v*. Максимальная сила сцепления $P_{\max} = G\mu$ сообщает массе мотоцикла *m* максимально возможное замедление *j*:

$$P_{\max} = \mu G = mj = \frac{G}{g} j; j = \mu g.$$

При езде по дорогам с высоким коэффициентом сцепления μ , можно получить замедление до $j \approx 7$ м/сек² как предельную величину.

¹ См. подробнее об этом отдел II „Динамика мотоцикла“.

Время торможения $t = \frac{v}{j}$. Сила давления колодок на тормозной барабан $N = \frac{B}{f}$, где f — коэффициент трения колодки о тормозной барабан.



Среднее значение f равно 0,35 для обшивки из феродо, работающей по стальному барабану. Долговечность тормоза зависит от величины удельного давления колодки на барабан.

Удельное давление

$$p = \frac{N}{F},$$

где F — поверхность обшивки.

Удельное давление не должно превышать 15 кг/см². Ширина колодок выбирается в пределах 18—35 мм.

Силы P_1 и P_2 , передаваемые тормозным кулачком к тормозным колодкам (фиг. 296), определяются из следующих уравнений:

$$P_1 + P_2 = \frac{M \cos \beta_1}{f \frac{d}{2} (\pi - 2\beta_1)}, \quad (3)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{2 \cos \beta_1 + f (\pi - 2\beta_1)}{2 \cos \beta_1 - f (\pi - 2\beta_1)}, \quad (4)$$

где M — тормозной момент $= B \frac{d}{2}$.

Наибольшее допустимое передаточное отношение в рычажной передаче к тормозу (от ручного рычага или педали до тормозного кулачка) определяется из уравнения $Ka = \sum Pb$, в котором: K — усилие, прилагаемое к педали или рукоятке; a — путь, проходимый точкой приложения силы K ; $\sum P$ — сумма сил P_1 и P_2 , определенных по формулам (3) и (4); b — путь, проходимый точками приложения сил P_1 и P_2 .

Зазор между обшивкой тормозной колодки и тормозным барабаном, определяющий величину b , можно принять равным 0,5 мм при тщательном изготовлении тормозов.

Для удобного пользования тормозами усилие, прилагаемое к рукоятке, не должно превышать 5—6 кг. Усилие, прилагаемое к педали, может достигать 40 кг. Ход рукоятки в точке приложения усилия обычно составляет 50—60 мм. Для педали можно допустить ход, равный 75 мм.

Примерный расчет

Принимаем для расчета следующие данные:

$G = 250$ кг — вес мотоцикла с нагрузкой; $D = 70$ см; $d = 17,5$ см; $\mu = 0,5$; $f = 0,35$.

По уравнению (2) определяем силу трения колодок тормоза заднего колеса. Нагрузка на заднее колесо $0,6 G = 150$ кг.

$$B = 0,5 \cdot 150 \frac{70}{17,5} = 300 \text{ кг.}$$

Эта сила трения распределяется на 2 колодки.

Сила давления колодки на тормозной барабан $N = \frac{B}{f} = \frac{150}{0,35} = 430$ кг.

Кратчайшие тормозные пути для мотоцикла с тормозами на 2 колесах при различных μ . В скобках дано время торможения в сек.

v км/час	$\mu = 0,2$	$\mu = 0,3$	$\mu = 0,4$	$\mu = 0,5$	$\mu = 0,6$	v м/сек
10	2,0 (1,4)	1,3 (0,93)	0,98 (0,7)	0,78 (0,56)	0,65 (0,47)	2,8
20	7,8 (2,8)	5,2 (1,87)	3,9 (1,4)	3,1 (1,12)	2,5 (0,93)	5,6
30	17,2 (4,2)	11,5 (2,8)	8,6 (2,1)	6,9 (1,7)	5,8 (1,4)	8,3
40	30,6 (5,6)	20,5 (3,7)	15,4 (2,8)	12,3 (2,3)	10,3 (1,9)	11,1
50	48,3 (7,0)	32,2 (4,6)	24,2 (3,4)	19,3 (2,8)	16,1 (2,3)	13,9
60	70,0 (8,4)	46,5 (5,6)	35,0 (4,1)	27,8 (3,4)	23,3 (2,8)	16,7
70	94,0 (9,8)	63,3 (6,5)	47,0 (4,8)	38,0 (3,9)	31,7 (3,2)	19,4
80	124,0 (11,2)	82,3 (7,4)	62,0 (5,5)	49,4 (4,5)	41,2 (3,7)	22,2
90	156,0 (12,6)	104,3 (8,3)	78,0 (6,2)	62,6 (5,0)	59,2 (4,2)	25,0
100	194,0 (14,0)	128,7 (9,3)	97,0 (7,0)	77,2 (5,6)	64,3 (4,7)	27,8
	$j \approx 2$ м/сек ²	$j \approx 3$ м/сек ²	$j \approx 4$ м/сек ²	$j \approx 5$ м/сек ²	$j \approx 6$ м/сек ²	

Длина обшивки l равна длине дуги, соответствующей центральному углу $180^\circ - 2\beta_1$ (фиг. 296); угол β_1 принимаем 30° :

$$l = \frac{\pi \cdot 17,5}{2} \cdot \frac{180 - 2 \cdot 30}{180} \approx 18 \text{ см.}$$

Ширину обшивки принимаем в 2 см. Тогда удельное давление

$$p = \frac{N}{F} = \frac{430}{18 \cdot 2} = 12 \text{ кг/см}^2.$$

Определим по уравнению (3) и (4) силы P_1 и P_2 , передаваемые тормозным кулачком колодкам.

Предварительно определяем тормозной момент

$$M = B \cdot \frac{d}{2} = 300 \frac{17,5}{2} = 2620 \text{ кгсм,}$$

$$P_1 + P_2 = \frac{2620 \cdot 0,866}{0,35 \frac{17,5}{2} (3,14 - 2 \cdot 0,525)} = 360 \text{ кг,}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{2 \cdot 0,866 + 0,35 (3,14 - 2 \cdot 0,525)}{2 \cdot 0,866 - 0,35 (3,14 - 2 \cdot 0,525)} = 2,46,$$

откуда $P_1 = 104$ кг; $P_2 = 256$ кг.

Аналогичный расчет можно произвести для тормоза переднего колеса, имея в виду, что нагрузка на переднее колесо равна $0,4 G$.

ПРИЦЕПНЫЕ КОЛЯСКИ

1. Основные соображения при конструировании колясочных рам и способов крепления их к мотоциклу

Прицепные коляски употребляются для возможно полного использования запаса мощности двигателя и расширения области применения мотоцикла; это практикуется с самых первых времен его появления. Известно много различных конструкций колясок, однако все они могут быть подразделены на три основные группы:

1. Задние прицепные коляски на 2 колесах.

2. Передние прицепные коляски также на 2 колесах, но крепящиеся таким образом, что переднее колесо мотоцикла снимается, а управление передается на колеса коляски. Мотоцикл таким образом превращается в трицикл с одним задним ведущим и двумя передними управляемыми колесами.

3. Боковые прицепные коляски.

В настоящее время только третий тип получил значительное распространение, и лишь о нем нам придется говорить в дальнейшем.

Первый тип может иметь некоторое значение только для грузовых колясок значительной грузоподъемности, так как при этой конструкции отпадают боковые силы, деформирующие раму мотоцикла при работе с нормальной боковой коляской. Предел увеличению грузоподъемности колясок ставится главным образом поперечной жесткостью рамы мотоцикла, а не мощностью его двигателя. Однако и боковая коляска при благоприятных дорожных условиях может быть использована в качестве грузовой.

Передние коляски чаще всего используются в качестве грузовых. Что касается мощности двигателя, необходимой для езды с коляской, то, если не ставить себе пределом какой-то минимум скорости, возможно использовать для этой цели при соответственно подобранной передаче мотоциклы даже с очень ограниченным литражем двигателя. Известны случаи довольно успешных пробегов на значительные расстояния мотоциклов с колясками при кубатуре двигателя всего около 200 см³. Однако в этом случае возникают затруднения с охлаждением двигателя, кроме того рама маломощных мотоциклов плохо приспособлена к этой дополнительной нагрузке.

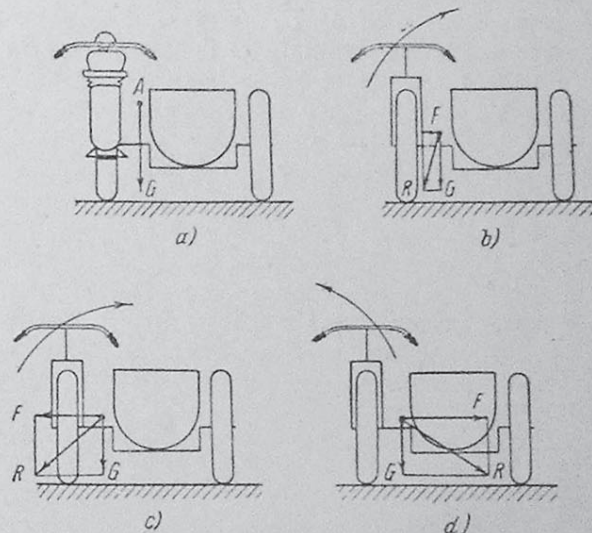
Учитывая наши дорожные условия, приходится признать, что двигатель меньше 500 см³, при нормальных степенях сжатия, вряд ли возможно рационально использовать для езды с коляской. Боковая коляска может крепиться как с правой, так и с левой стороны мотоцикла. При

расположении кик-стартера справа, левое расположение коляски несколько удобнее для заводки двигателя и при креплении ее к раме мотоцикла. Кроме того при езде по шоссе, имеющему обыкновенно выпуклый поперечный профиль, левая коляска на правой стороне дороги не тянет руль мотоцикла вправо, как это часто наблюдается у правых колясок в аналогичных условиях. Зато в случае правой коляски, при обгоне слева другой повозки, мотоциклист лучше видит путь впереди себя.

Боковая коляска повышает устойчивость мотоцикла на скользкой, грязной дороге, однако нельзя сказать, что присутствие ее увеличивает безопасность езды на мотоцикле. При езде с боковой коляской требуется особая осторожность на поворотах в сторону коляски, особенно если поворот происходит на большой скорости или по кривой малого радиуса.

Как показано на фиг. 297а, центр тяжести мотоцикла вместе с коляской находится в некоторой точке A , координаты которой зависят от относительной величины и распределения весов одного и другой. Во всяком случае центр тяжести будет всегда лежать ближе к плоскости мотоцикла, чем к колесу коляски, что создает неравные условия для поворотов вправо и влево.

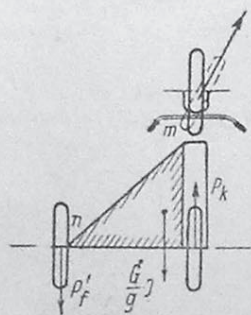
В случае поворота в сторону коляски с небольшой скоростью или по кругу большого радиуса, величина центробежной силы F не будет значительной, и равнодействующая R этой силы и веса системы G не выйдет за точку касания шины мотоцикла с дорогой. Этот случай показан на фиг. 297б. Если же сила F за счет одного из факторов — V или r — влияющих на нее, достигнет известного предела, то возможно, что сила R пересечет тогда плоскость дороги слева от линии касания шин мотоцикла с дорогой (как это показано на фиг. 297с) и мотоцикл начнет опрокидываться на левую сторону. При повороте в противоположную сторону, даже при очень значительной силе F , такое явление не имеет места (фиг. 297д). Как видно из вышеприведенных схем, удаление центра тяжести всей системы от плоскости мотоцикла в сторону коляски увеличивает устойчивость при поворотах в сторону коляски.¹ С этой точки зрения выгодно увеличивать ширину колеи и относить корпус коляски



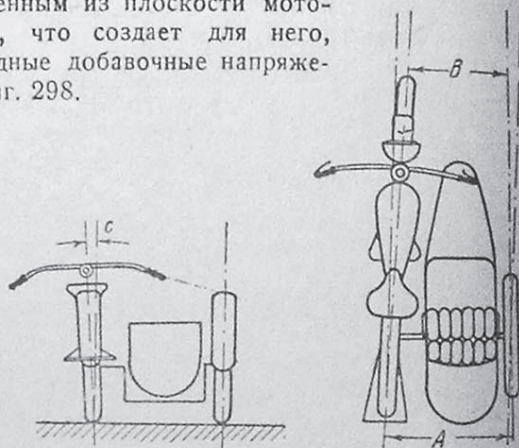
Фиг. 297. Схема сил, действующих на мотоцикл с боковой прицепной коляской.

¹ Численные зависимости этого явления даны в отделе „Динамика мотоцикла“.

сторону ее колеса. Понятно также, почему уменьшается устойчивость при езде с пустой боковой коляской. Перемещение центра тяжести в сторону коляски разгружает несколько раму мотоцикла от вертикальных сил за счет загрузки колеса коляски. Но зато боковое воздействие на раму мотоцикла со стороны коляски в этом случае будет более неблагоприятным. Если рассматривать, например, движение всей системы с некоторым ускорением j под влиянием тягового усилия P_k на заднем колесе, то сила инерции $\frac{G}{g}j$ и сопротивление на колесе коляски P'_f будут стремиться повернуть мотоцикл в сторону коляски, причем момент этих сил будет возрастать вместе с увеличением веса системы, расстояния центра тяжести ее от плоскости мотоцикла и с увеличением колеи. Для противодействия этому стремлению придется держать переднее колесо мотоцикла выведенным из плоскости мотоцикла (плоскости движения), что создает для него, вилки и рамы весьма невыгодные добавочные напряжения. Сказанное поясняется фиг. 298.



Фиг. 298. Схема действия дополнительных сил на раму мотоцикла от боковой прицепной коляски.



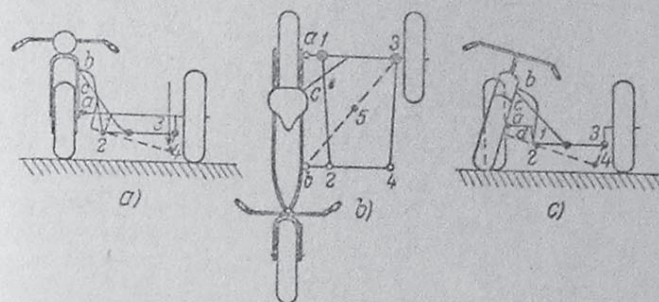
Фиг. 299. Выверка крепления боковой коляски к мотоциклу.

Для уменьшения этого стремления к повороту в сторону коляски, кроме уменьшения ширины колеи и приближения центра тяжести к плоскости мотоцикла, что влечет, как сказано раньше, уменьшение устойчивости на поворотах, рекомендуется устанавливать коляску по отношению к мотоциклу так, как это показано на фиг. 299. Расстояние A должно быть миллиметров на 50—60 больше B , а наклон мотоцикла от вертикальной плоскости в сторону, противоположную коляске, должен составлять $2-3^\circ$, т. е. величина C должна быть около 30 мм.

Ширина колеи берется в пределах 1000—1100 мм. Для двухместных колясок с расположением мест рядом эта величина увеличивается сообразно с размерами корпуса коляски. Однако такое расположение мест именно из-за вызываемого им увеличения колеи рекомендовано быть не может.

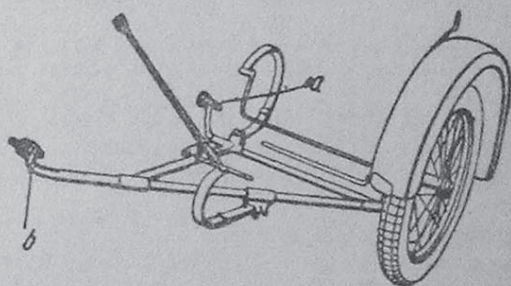
Кроме сил, указанных на фиг. 297 и 298 и действующих со стороны коляски во время движения на раму мотоцикла, передается от нее еще ряд сил, имеющих место и в статическом состоянии. Обратимся к схеме, изображенной на фиг. 300. Аналогичные точки рисунка и схемы

обозначены одинаковыми буквами и цифрами. Вес корпуса коляски с пассажиром передается в точки 1—2—3—4 (иногда вместо четырех точек

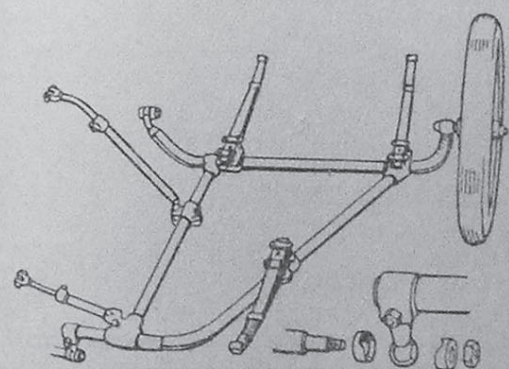


Фиг. 300. Схема передачи нагрузки от прицепной коляски на раму мотоцикла.

подвески довольствуются 3 точками, как это показано на фиг. 301 и 304). Часть веса, переданная на точки 1 и 3, почти непосредственно воспринимается задним колесом мотоцикла и колесом коляски. Хуже обстоит дело с подвеской в точке 2 и особенно в точке 4. При недостаточной жесткости рамы коляски она стремится деформироваться так, как показано пунктиром на фиг. 300а, т. е. точка 4 значительно опускается вниз и рама перекашивается. Если крепление в точке b к раме мотоцикла жесткое, то на раму его от силы, приложенной в точке 4, будет передаваться некоторый момент, скручивающий раму.



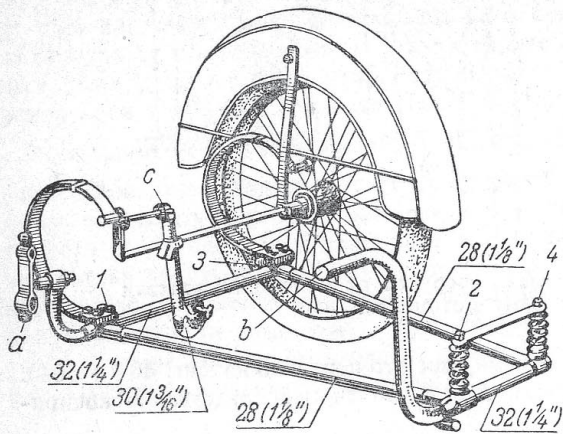
Фиг. 301. Рама боковой прицепной коляски с креплением к мотоциклу в трех точках.



Фиг. 302. Рама боковой прицепной коляски с креплением к мотоциклу в четырех точках.

Если рама мотоцикла достаточно прочна и жестка, то иногда сознательно заставляют ее в значительной степени воспринимать эту нагрузку. С этой целью вводят дополнительное крепление в четвертой точке d (фиг. 300 с, и 302). Однако в случае недостаточной жесткости рамы это ведет к перекашиванию ее, как показано на фиг. 300 с. Вообще эта нагрузка консольного характера весьма невыгодна, и с целью ее уменьшения можно прибегнуть к двум путям — уменьшить по возможности силы, приходя-

щиеся на точки 2 и 4, и эти точки перенести в контур треугольника $a3b$, например, в точку 5 (фиг. 300 б). Фиг. 301 и 302 показывают раму, спроектированную по этому принципу. Для уменьшения нагрузки в точках 2, 4 или 5 нужно располагать корпус коляски так, чтобы сиденье приходилось на линии оси коляски. Применяя полуэллиптические рессоры и сдвигая еще далее назад сиденье в коляске, можно совершенно разгрузить от вертикальных сил крепление в точках b и d . При достаточной жесткости узлов a и c можно было бы удовлетвориться одной осью коляски вместо всей ее рамы. Еще более оригинальную конструкцию дает фиг. 305, в которой вся рама также

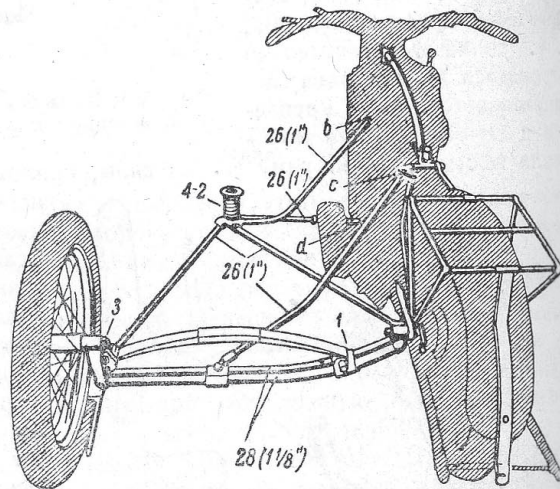


Фиг. 303. Рама боковой прицепной коляски с креплением к мотоциклу в трех точках.

состоит из одной оси, сильно изогнутой и вынесенной наверх, над корпусом коляски. Последний подвешен к раме на двух полуэллиптических рессорах. При такой конструкции значительно понижается центр тяжести всей коляски, но она допустима только при очень хороших дорогах.

Соблюдая эти принципы при конструировании колясочных рам, можно почти полностью разгрузить раму мотоцикла от скручивающих ее моментов. Чтобы еще полнее обеспечить раму от влияния сил, действующих не в ее плоскости, очень полезно крепления во всех точках делать шарнирными. К тому же это облегчает выверку крепления, как показано на фиг. 299.

Если обратиться к фиг. 301, изображающей весьма простую и рационально построенную колясочную раму, то устройство шарниров в точках a и b будет иметь смысл только тогда, когда оси этих шарниров будут лежать на одной прямой. Точка a и b лежат обычно



Фиг. 304. Рама прицепной боковой коляски и детали ее крепления к мотоциклу.

на разных расстояниях от средней плоскости мотоцикла, поэтому получить и выверить совпадение осей простых шарниров в этих точках трудно. Лучше делать здесь шаровые сочленения. Чтобы разгрузить раму мотоцикла от боковых толчков, передаваемых от колеса коляски, иногда делают подседельный упор пружинным. Кроме того нужно иметь возможность изменять его длину, чтобы регулировать правильную установку (наклон) мотоцикла относительно коляски (фиг. 299).

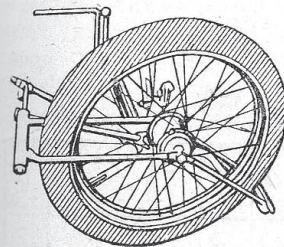
Помимо этих общих соображений на общую компоновку колясочной рамы влияет размер рамы мотоцикла, выбранная ширина колеи, размеры и конструкции корпуса коляски и система его подвешивания.

Материалом для колясочных рам чаще всего служат стальные трубы того же качества, что и для рамы мотоцикла. На фиг. 303 и 304 даны размеры труб, применяемых для рам этой конструкции.

На ряду с трубчатыми рамами применяются для колясок и рамы штампованные и из полосовой стали. Однако такие конструкции довольно редки. Часто даже фирмы, применяющие для своих мотоциклов штампованные рамы, коляски к ним ставят с трубчатыми рамами. Принципы конструирования штампованных рам те же, что и для трубчатых.

2. Колеса для колясок

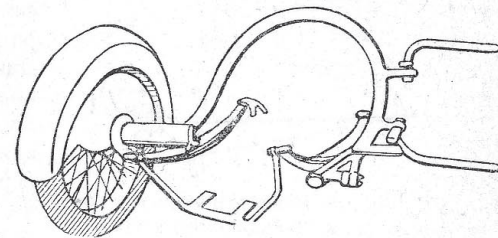
Особое внимание нужно уделить оси колеса коляски. В большинстве конструкций эта ось представляет собой консольную балку. Нагрузку на нее, имеющую динамический характер, учесть трудно. Учитывая опасность поломки оси, следует делать ее в опасном сечении (в месте закрепления в раме) не менее 26 мм. Более безопасна конструкция с замкнутой вокруг колеса рамой. Для этой конструкции размеры оси колясочного колеса те же, что и для переднего колеса мотоцикла. В этом случае очень удобно все колеса делать взаимно-заменяемыми. Иногда колясочное колесо поддрессорируют, что значительно смягчает боковые удары, передаваемые от коляски на раму мотоцикла. Размеры шин на колесах колясок обычно применяют те же, что и на мотоцикле, для которого коляска предназначена.



Фиг. 306. Крепление колеса боковой прицепной коляски.

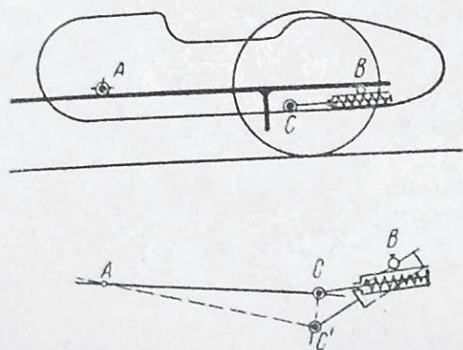
3. Подвешивание корпусов к раме

Корпус коляски чаще всего подвешивают на раму на плоских (листовых) рессорах. Ставят или 2 полуэллиптические рессоры или 4 С-образные. В последнем случае передние С-образные рессоры иногда заменяют



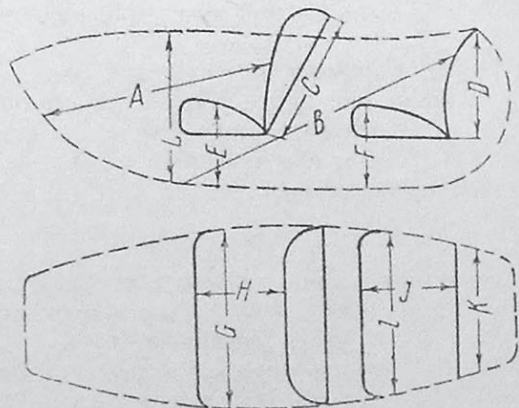
Фиг. 305. Упрощенная рама боковой коляски спортивного типа.

спиральными пружинами. Также встречается подвеска на поперечно задней рессоре (фиг. 304). Размер рессор надежнее подобрать опытным путем. Для предварительной ориентации можно привести данные для рессор С-образных по фиг. 303, состоящих из 3 листов шириной 32 мм и толщиной около 5 мм. Рессора на раме по фиг. 304 состоит из 7 листов шириной 40 мм и толщиной до 3 мм. Длина этой рессоры между ушками коренного листа 600 мм. Весьма хорошую амортизацию создают длинные полуэллиптические рессоры но вес их получается значительным, и для легких колясок они несколько тяжелы. Длина таких



Фиг. 307. Схема подвески корпуса коляски на спиральных пружинах.

рессор должна быть примерно 1100—1250 мм при ширине листов около 32—36 мм и толщине 4—5 мм. Число листов в каждой из них 6—7.

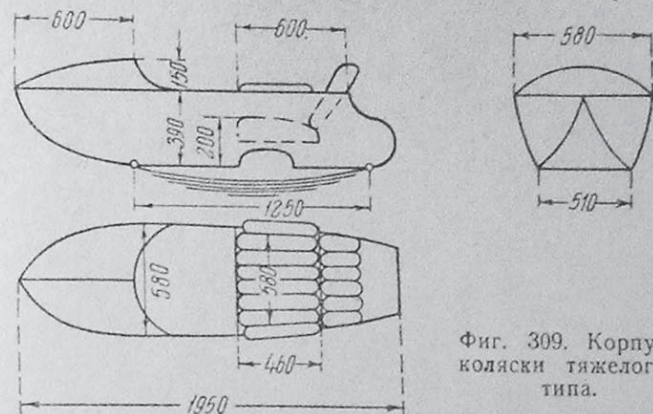


Фиг. 308. Размеры корпуса коляски (к таблице).

Тип коляски	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
„Туринг“	1220	—	460	—	215	—	445	420	—	—	—	460
„Туринг“ облегченный	1090	—	460	—	165	—	406	430	—	—	—	345
„Спорт“	1220	—	530	—	50	—	470	620	—	—	—	330
Легкая спортивная	1090	—	495	—	75	—	460	495	—	—	—	250
Двухместная	1150	1150	520	530	250	260	495	430	480	430	480	520

При этой конструкции никаких добавочных креплений для носка корпуса не требуется. Для легких колясок можно рекомендовать подвеску по конструкции, схема которой дана на фиг. 307. Носок коляски закреплен на шипах в точках А на раме. В точке В закреплены гильзы,

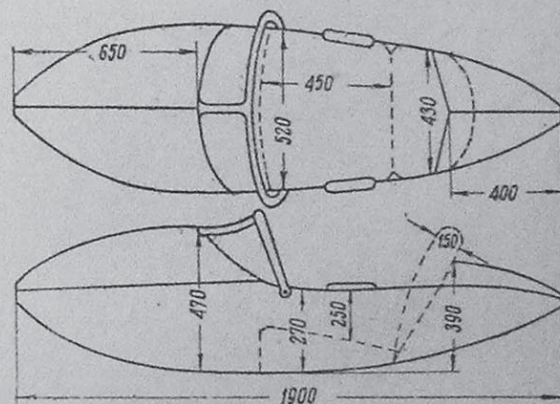
включающие в себе спиральные пружины среднего диаметра 17 мм из проволоки диаметром 4 мм. Длина каждой пружины около 200 мм в свободном состоянии, число витков 27—28. Гильзы могут вращаться



Фиг. 309. Корпус коляски тяжелого типа.

вокруг точек В. Из гильзы выпущен шток, опирающийся внутри гильзы на пружину, к другому же концу его, в точке С, крепится корпус коляски.

На толчках корпус коляски поворачивается около точки А, точки С его описывают дуги С—С'. Соответственно с этим поворачиваются гильзы, в которых происходит сжатие пружин за счет выдвигания штока. Эта конструкция чрезвычайно легка, запасные пружины занимают немного места и смена их незатруднительна, а амортизация получается вполне удовлетворительной. В этой конструкции нужно предусмотреть возможность регулировки предварительного натяжения пружин путем передвижения точек крепления гильз В или изменения длины штоков. Очень полезно устройство демпферов (гасителей) колебаний пружин. Выбирая соответственным образом точки А и С на корпусе коляски, можно применять эту систему подвески на весьма многих конструкциях рам.



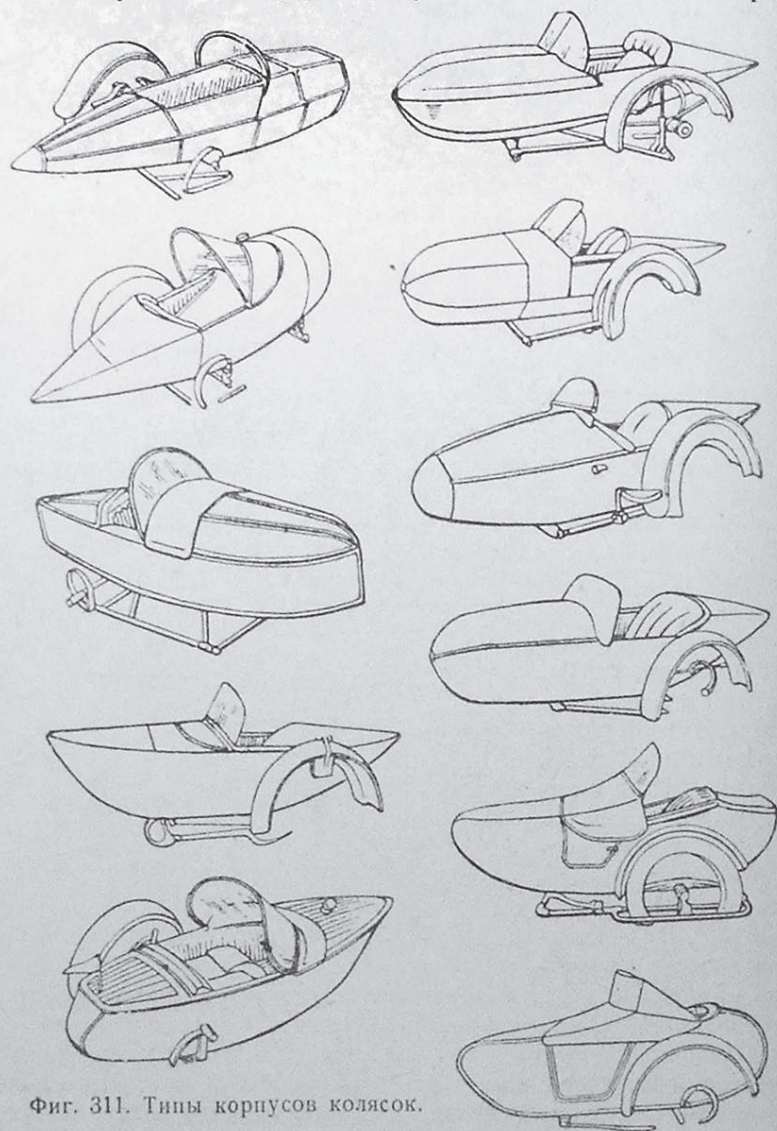
Фиг. 310. Корпус спортивного типа.

4. Корпуса колясок

При конструировании корпуса коляски преследуют в основном: 1) легкость, 2) достаточную прочность и 3) комфортабельность посадки. В спортивных и гоночных типах преобладает первое требование, для типа же „туринг“ можно допустить некоторое повышение веса за счет отделки и размеров корпуса,

Корпуса делаются из дерева (фанеры), жести или листового алюминия (или дюрала).

Таблица, относящаяся к фиг. 308, дает соотношение размеров корпуса колясок разного типа, рекомендуемое одной английской фирмой.



Фиг. 311. Типы корпусов колясок.

На фиг. 309 и 310 даны размеры выполненных корпусов: первый для тяжелой коляски к мотоциклу 1200 см³ и второй — спортивный корпус коляски к мотоциклу 500 см³.

На фиг. 311 показано несколько характерных типов корпусов.

В отделе X помещены нормы присоединения боковых колясок к мотоциклам (табл. 41).

СТАНДАРТЫ И НОРМАЛИ

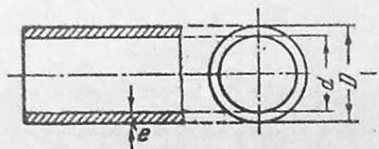
Таблица 1

Основные единицы измерения в английской и метрической системах

Длина		
1 дм. = 25,4 мм	1 см = 0,394 дм.	
1 фт. = 12 дм. = 0,3048 м	1 м = 3,281 фт. = 39,4 дм.	
1 ярд = 3 фт. = 0,9144 м	1 км = 0,6214 миля	
1 миля = 1760 ярд = 1,609 км		
Поверхность		
1 дм. ² = 6,45 см ²	1 см ² = 0,155 дм. ²	
1 фт. ² = 144 дм. ² = 0,093 м ²	1 м ² = 10,76 фт. ²	
Объем		
1 дм. ³ = 16,39 см ³	1 см ³ = 0,0610 дм. ³	
1 фт. ³ = 1728 дм. ³ = 0,0283 м ³	1 л = 1000 см ³ = 61 дм. ³	
	1 м ³ = 35,3 фт. ³	
Объем жидких тел		
1 гал. англ. = 8 пинт = 4,546 л	1 л = 0,220 гал. англ.	
1 гал. ам. = 8 „ = 3,785 л	1 л = 0,264 гал. ам.	
Вес		
1 фн. англ. = 16 унц. = 0,454 кг	1 кг = 2,205 фн. англ.	
1 т англ. = 2240 фн. = 1,016 т	1 т = 0,984 т англ.	
1 т ам. = 2000 фн. = 0,907 т	= 1,1 т ам.	
Скорость		
1 фт./сек. = 0,3048 м/сек	1 м/сек = 3,28 фт./сек.	
1 миля/час = 1,609 км/час	1 км/час = 0,621 миля/час	
Давление		
1 фн./дм. ² = 144 фн./фт. ² = 0,0703 кг/см ²	1 кг/см ² = 14,22 фн./дм. ²	
1 фн./фт. ² = 4,88 кг/м ²		
Мощность		
1 HP = 550 фн. фт./сек. = 1,014 л. с.	1 л. с. = 75 кгм/сек = 0,986 HP	
= 76 кгм/сек	1 кгм/сек = 7,233 фн. фт./сек.	
= 0,746 kW		
Энергия		
1 фн. фт. = 0,1383 кгм	1 км = 7,233 фн. фт.	
1 HP/час = 273 700 кгм	1 л. с. ч. = 0,986 HP/час	
Теплота		
1° F = 0,556° C = $\frac{5}{9}$ ° C	1° C = 1,8 F	
F = 1,8 C + 32	C = $\frac{5}{9}$ (F - 32)	
1 BTU ¹ = 0,252 кал	1 кал = 3,97 BTU	
1 BTU/фн. = 0,555 кал/кг	1 кал/кг = 1,80 BTU/фн.	
1 BTU/фн. 1° F = 1 кал/кг 1° C		

¹ BTU — British Thermal Unit.

Трубы авиационные стальные круглые

Сортамент
(по ОСТ 617)

Настоящий сортамент предусматривает марки стальных труб мягких и средней твердости, применяемых в самолетостроении.

мм

Наружный диаметр D	Толщина стенки e						
	0,75	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5
5		×					
6		•					
7		×					
8		•	×				
9		×	•				
10		•	×				
11			•				
12		•	×	×			
13			•				
14		•	×	×			
15		×	•	×			
16		•	×	×			
18		•	×	•			
19			×				
20		•	•				
22		•	•	•			
24		×					
25		•	•				
26		×					
27		•					
28	×		•				
29			×		×		

мм

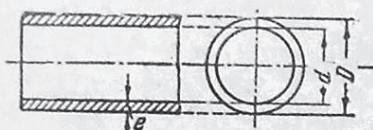
Наружный диаметр D	Толщина стенки e						
	0,75	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5
30		•	•	•			
31				×			
32		•	×	×	×	×	
33			•				
34				×			
35		•	•	•			
37		•			×		
38			•				
40		•	•	•	•		×
42		•					
43			•				
45		•	•	•	•		
47		•		×			
48			•				
50		•	•	•	•		
51				×			
52		•		×			
53			•				
54				×			
55		•	•	•	•		
58		×	•				
59				×			
60			•	•	•		
62							×
65				•	•		
66						×	
70					•		
75						•	
80					•		

Примечания: 1. Допуски к настоящему стандарту даны в стандарте технических условий.

2. Размеры, обозначенные X, являются временными, и производство их разрешается только до 1 января 1932 г. Эти временные размеры не разрешается применять в новых конструкциях.

Таблица 3

Трубы авиационные круглые (осевые) из специальных сталей



Сортамент
(по ОСТ 618)

мм

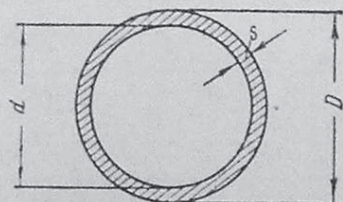
Наружный диаметр D	Толщина стенки e							
	1,5	2	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0
40	•							
44	•			×				
45	•	•						
55		•	•	×				
65			•		•	•	×	
80					•		•	
100						•		•

Примечания: 1. Допуски к настоящему стандарту даны в стандарте технических условий.

2. Размеры, обозначенные \times , являются временными и производство их разрешается только до 1 января 1932 г. Эти временные размеры не разрешается применять в новых конструкциях.

Трубы алюминиевые и медные для трубопроводов

(По АСТ 1 АС и 2 АС)



Пример обозначения трубы диаметрами
 $D = 22$ и $d = 20$ мм:

а) алюминиевой из материала марки А2:
А2 Т22-20,

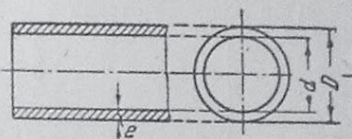
б) медной из материала марки М1:
М1 Т22-20

мм

Наружный диаметр D	Внутренний диаметр d	Толщина стенки S	Площадь живого сечения трубы $см^2$
$3 \pm 0,1$	2	$0,5 \pm 0,1$	0,0314
$6 \pm 0,1$	4	$1 \pm 0,1$	0,1257
$8 \pm 0,1$	6	$1 \pm 0,1$	0,2827
$10 \pm 0,15$	8	$1 \pm 0,1$	0,5027
$12 \pm 0,15$	10	$1 \pm 0,1$	0,7854
$15 \pm 0,15$	13	$1 \pm 0,1$	1,327
$18 \pm 0,15$	16	$1 \pm 0,1$	2,011
$22 \pm 0,2$	20	$1 \pm 0,1$	3,142
$27 \pm 0,2$	25	$1 \pm 0,1$	4,909
$34 \pm 0,2$	32	$1 \pm 0,1$	8,042
$42 \pm 0,2$	40	$1 \pm 0,1$	12,57
$53 \pm 0,25$	50	$1,5 \pm 0,15$	19,64

Таблица 5

Трубы авиационные кольчугалюминиевые

Сортамент
(по ОСТ 621)

мм

Наружный диаметр D	Толщина стенки e								
	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
6			×						
8	•		•						
10			×						
12	•		•						
14			×						
16		•	×						
18			×						
20		•	•						
22			•						
24			×						
25			•	•					
28			×						
30			•	•					
35			•	•					
37			×						
40			•	•	•	×			
45			•	•	•	×			
48			•	×					
50			•	•	•	•			
55			•	•	•	•	×		
56			•	•	•	•	×		
60			•	•	•	•	•		
65			•	•	•	•	•		×
70				•	•	•	•	•	
72								×	
73									×
75					•	•	•	•	×
80					•	•	•	•	•
85						•	•	•	•
90						•	•	•	•
95							•	•	•
100								•	•

Примечания: 1. Допуски к настоящему стандарту даны в стандарте технических условий.

2. Размеры, обозначенные \times , являются временными, и производство их разрешается только до 1 января 1932 г. Эти временные размеры не разрешается применять в новых конструкциях.

Таблица 6

Цельнотянутые трубы мелких диаметров от 12 до 24 мм со стенками выше 2 мм по каталогу „Стальсбыт“

Наружный диаметр мм	При толщине стенки в миллиметрах					
	2,25	2,5	2,75	3	3,25	3,5
	Вес погонного метра кг					
12	0,54	0,59	0,63	0,67	0,70	0,73
13	0,60	0,65	0,70	0,74	0,78	0,82
14	0,65	0,71	0,76	0,81	0,86	0,91
15	0,71	0,77	0,83	0,89	0,94	0,99
16	0,76	0,83	0,90	0,96	1,02	1,08
17	0,82	0,89	0,97	1,04	1,10	1,17
18	0,87	0,96	1,03	1,11	1,18	1,25
19	0,93	1,02	1,10	1,18	1,26	1,34
20	0,99	1,08	1,17	1,26	1,34	1,42
21	1,04	1,14	1,24	1,33	1,42	1,51
22	1,10	1,20	1,31	1,44	1,50	1,60
23	1,15	1,26	1,37	1,48	1,58	1,68
24	1,21	1,33	1,44	1,55	1,66	1,77

Таблица 7

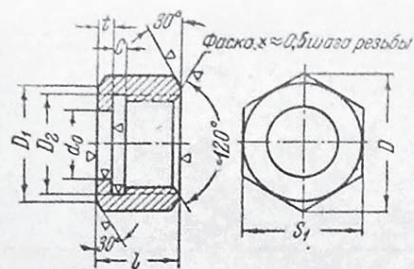
Цельнотянутые тонкостенные трубы по каталогу „Стальсбыт“

Наружный диаметр мм	При толщине стенки в миллиметрах					
	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2
	Вес погонного метра кг					
5	0,08	0,10	0,12	—	—	—
6	0,10	0,12	0,15	—	—	—
7	0,12	0,15	0,18	0,18	—	—
8	0,14	0,17	0,21	0,24	0,27	—
9	0,15	0,20	0,24	0,28	0,31	—
10	0,17	0,22	0,27	0,31	0,36	0,40
11	0,19	0,25	0,30	0,35	0,40	0,44
12	0,21	0,27	0,33	0,39	0,44	0,49
13	0,23	0,30	0,36	0,43	0,49	0,54
14	0,25	0,32	0,39	0,46	0,53	0,59
15	0,26	0,35	0,42	0,50	0,57	0,64
16	0,28	0,37	0,45	0,54	0,62	0,69
17	0,30	0,39	0,49	0,57	0,66	0,74
18	0,32	0,42	0,52	0,61	0,70	0,79
19	0,34	0,44	0,55	0,65	0,74	0,84
20	0,36	0,47	0,58	0,68	0,79	0,89

Продолжение табл. 7

Наружный диаметр мм	При толщине стенки в миллиметрах					
	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2
	Вес погонного метра кг					
21	0,38	0,49	0,61	0,72	0,82	0,94
22	0,39	0,52	0,64	0,76	0,87	0,99
23	0,41	0,54	0,67	0,80	0,92	1,04
24	0,43	0,57	0,70	0,83	0,96	1,08
25	0,45	0,59	0,73	0,86	1,00	1,13
26	0,47	0,62	0,76	0,91	1,05	1,18
27	0,49	0,64	0,79	0,94	1,09	1,23
28	0,50	0,67	0,82	0,98	1,13	1,28
29	0,52	0,69	0,86	1,02	1,18	1,33
30	0,54	0,72	0,89	1,05	1,22	1,38
31	0,56	0,74	0,92	1,09	1,26	1,43
32	0,58	0,76	0,95	1,13	1,30	1,48
33	0,60	0,79	0,98	1,16	1,35	1,53
34	0,61	0,81	1,01	1,20	1,39	1,58
35	0,63	0,84	1,04	1,24	1,44	1,63
36	0,65	0,86	1,07	1,28	1,48	1,68
37	0,67	0,89	1,10	1,31	1,52	1,73
38	0,69	0,91	1,13	1,35	1,56	1,78
39	0,71	0,94	1,16	1,39	1,61	1,82
40	0,73	0,96	1,20	1,42	1,65	1,87
41	—	0,99	1,23	1,46	1,69	1,92
42	—	1,01	1,26	1,50	1,74	1,97
43	—	1,04	1,29	1,54	1,78	2,02
44	—	1,06	1,32	1,57	1,82	2,07
45	—	1,09	1,35	1,61	1,87	2,12
46	—	1,11	1,38	1,65	1,91	2,17
47	—	1,13	1,41	1,68	1,95	2,22
48	—	1,16	1,44	1,72	2,00	2,27
49	—	1,18	1,47	1,76	2,04	2,32
50	—	1,21	1,50	1,79	2,08	2,37
51	—	1,23	1,53	1,83	2,13	2,42
52	—	1,26	1,56	1,87	2,17	2,47
53	—	1,28	1,60	1,91	2,21	2,52
54	—	1,31	1,63	1,94	2,26	2,57
55	—	1,33	1,66	1,98	2,30	2,61
56	—	1,36	1,69	2,02	2,34	2,66
57	—	1,38	1,72	2,05	2,38	2,71
58	—	1,41	1,75	2,09	2,43	2,76
59	—	1,43	1,78	2,13	2,47	2,81
60	—	1,46	1,81	2,16	2,51	2,86
61	—	1,48	1,84	2,20	2,56	2,91
62	—	1,50	1,87	2,24	2,60	2,96
62,5	—	1,52	1,89	—	—	—

Таблица 8



Арматура автотракторная
Соединения трубопроводов с шаровыми муфтами

ГАЙКИ СОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ

(ОСТ 20081-38)

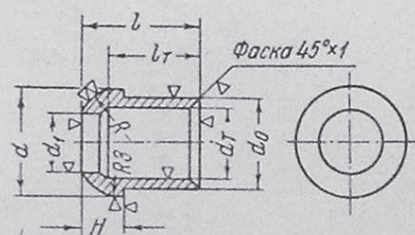
Размеры

Номинальный размер трубки мм	Резьба метрическая d_M	d_0	l	C	t	S_1	D	D_1	D_2
5/3,5	1М 12 × 1,25	8	10,5	2,5	2,5	14	16,2	13,5	12,2
6/4	1М 12 × 1,25	8	10,5	2,5	2,5	14	16,2	13,5	12,2
8/6	1М 16 × 1,5	10	13	3	3	19	22	18,5	16,2
10/8	1М 18 × 1,5	12	14	3	3	22	25,4	21,5	18,2
12/10	1М 20 × 1,5	14	15	3	3,5	24	27,8	23,5	20,2

Примечания: 1. Материал — сталь. Кадмировать.
2. Допуски: для $l \pm 0,25$ мм; для проточки под резьбу $+0,2$ мм; для d_0 — по 4-му классу точности по сист. отв. (ОСТ 1014); для S_1 — по ОСТ/НКТП 3745.
3. Резьба метрическая должна соответствовать 2-му классу точности, E (ОСТ/НКТП 1256).

Пример условного обозначения: Гайка соединит. 8/6 ОСТ 20081-38

Таблица 9



Арматура автотракторная
Соединения трубопроводов с шаровыми муфтами

МУФТЫ ШАРОВЫЕ

(ОСТ 20082-38)

Размеры

Номинальный размер трубки мм	Резьба		d_0	d	H	l	l_T	R
	Бриггса d_B	метрическая d_M						
5/3,5	4	5	8	10	4,5	14	11	5
6/4	4	6	8	10	4,5	14	11	5
8/6	6	8	10	13,5	6	17	13	7
10/8	8	10	12	15,5	6,5	18	14	8
12/10	10	12	14	17,5	6,5	19	14	9,5

Примечания: 1. Материал — сталь. Оцинковать.
2. Допуски: для l , l_T и $H \pm 0,25$ мм; для d_1 — по 5-му классу точности сист. отв. (ОСТ 1015); для d_0 — по 4-му классу точности сист. отв. Ш₄ (ОСТ 1014); для d_T — по 4-му классу точности сист. вала Л₄ (ОСТ 1024).

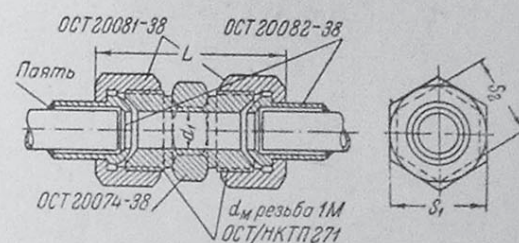
Пример условного обозначения: Муфта шаровая 8/6 ОСТ 20082-38

Таблица 10

Арматура автотракторная

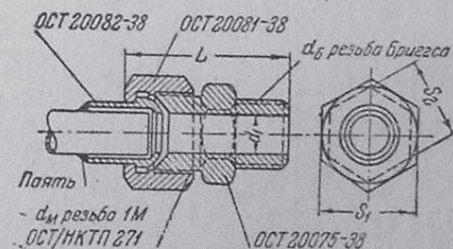
Соединения трубопроводов с шаровыми муфтами
Сборка и габаритные размеры

А. НИППЕЛИ ПРОХОДНЫЕ
(ОСТ 20074-38)



Номинальный размер трубки мм	Резьба метрическая d_M	d_1	S_1	S_2	L ~
5/3,5	1М 12 × 1,25	4	14	(12) 14	30,5
6/4	1М 12 × 1,25	4	14	(12) 14	30,5
8/6	1М 16 × 1,5	6	19	17	38
10/8	1М 18 × 1,5	8	22	19	40
12/10	1М 20 × 1,2	10	24	22	44

Б. НИППЕЛИ КОНЕЧНЫЕ
(ОСТ 20075-38)



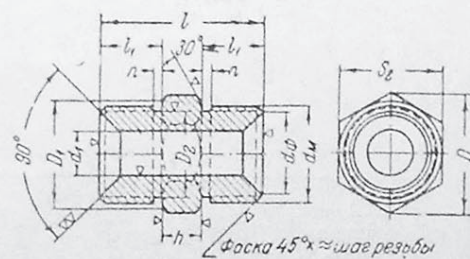
Номинальный размер трубки мм	Резьба		d_1	S_1	S_2	L ~
	Бриггса d_B	метрическая d_M				
5/3,5	1/8" × 27н	1М 12 × 1,25	4	14	(12) 14	27
6/4	1/8" × 27н	1М 12 × 1,25	4	14	(12) 14	27
8/6	1/8" × 27н	1М 16 × 1,5	6	19	17	31
10/8	1/4" × 18н	1М 18 × 1,5	8	22	19	36
12/10	3/8" × 18н	1М 20 × 1,5	10	24	22	39

Арматура автотракторная

Соединения трубопроводов с шаровыми муфтами

НИППЕЛИ ПРОХОДНЫЕ

(ОСТ 20074-38)



Размеры

Номинальный размер трубки мм	Резьба метрическая d_M	d_ϕ	d_1	h	l	l_1	S_2	D	D_1	D_2	n
5/3,5	1M 12 × 1,25	9,5	4	5	21	8	(12) 14	(13,9) 16,2	(11,5) 13,5	10	2
6/4	1M 12 × 1,25	9,5	4	5	21	8	(12) 14	(13,9) 16,2	(11,5) 13,5	10	2
8/6	1M 16 × 1,5	13	6	6	26	10	17	19,6	16,5	13,5	2,5
10/8	1M 18 × 1,5	15	8	7	27	10	19	22	18,5	15,5	2,5
12/10	1M 20 × 1,5	17	10	8	30	11	22	25,4	21,5	17,5	2,5

Примечания: 1. Материал — сталь. Кадмировать.

2. Допуски: для l и $l_1 \pm 0,25$ мм; для d_1 — по 5-му классу точности сист. отв. (ОСТ 1015); для S_2 — по ОСТ/НКТП 3745.

3. Резьба метрическая должна соответствовать 2-му классу точности, e (ОСТ/НКТП 1256).

4. Размеры в скобках употреблять при условиях, допускающих профиль резьбы со срезанными вершинами до 0,15 мм.

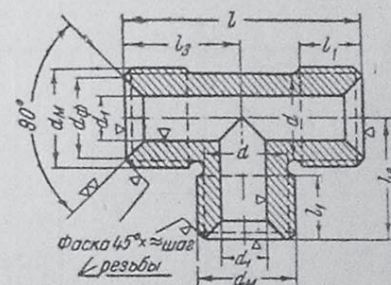
Пример условного обозначения: Ниппель проходной 8/6 ОСТ 20074-38

Арматура автотракторная

Соединения трубопроводов с шаровыми муфтами

ТРОЙНИКИ ПРОХОДНЫЕ

(ОСТ 20076-38)



Размеры

Номинальный размер трубки мм	Резьба метрическая d_M	d_ϕ	d_1	l	l_1	l_2	d	l_3
5/3,5	1M 12 × 1,25	9,5	4	32	6	16	9,5	16
6/4	1M 12 × 1,25	9,5	4	32	6	16	9,5	16
8/6	1M 16 × 1,5	13	6	36	7,5	18	12	20
10/8	1M 18 × 1,5	15	8	40	7,5	20	14	22
12/10	1M 20 × 1,5	17	10	44	8,5	22	16	24

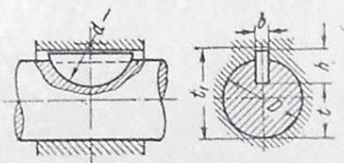
Примечания: 1. Материал — бронза или латунь.

2. Допуски: для l , l_1 , l_2 и $l_3 \pm 0,25$ мм; для d_1 — по 5-му классу точности сист. отв. (ОСТ 1015).

3. Резьба должна соответствовать 2-му классу точности, e (ОСТ/НКТП 1256).

Пример условного обозначения: Тройник проходной 8/6 ОСТ 20076-38

СЕЧЕНИЕ ШПОНОК И ПАЗЫ

(по ОСТ
НKM 4091)

мм

Диаметры валов D	b	d	h	t	l_1	Диаметры валов D	b	d	h	t	l_1
Не менее 4	1,5	4	1,5	$D - 0,7$	$D + 0,9$	Не менее 24	6	22	9,5	$D - 6,7$	$D + 3$
		7	2,5	$D - 1,7$				25	11	$D - 8,2$	
Не менее 5	2	7	2,5	$D - 1,4$	$D + 1,2$	Не менее 30	8	28	12	$D - 9,2$	$D + 3,7$
		10	4	$D - 2,9$				32	14	$D - 11,2$	
		13	5	$D - 3,9$				35	15	$D - 12,2$	
Не менее 9	3	10	4	$D - 2,3$	$D + 1,5$	Не менее 36	10	25	11	$D - 7,5$	$D + 4,5$
		13	5	$D - 3,6$				28	12	$D - 8,5$	
		16	6,5	$D - 5,1$				32	14	$D - 10,5$	
		19	8	$D - 6,6$				35	15	$D - 11,5$	
Не менее 13	4	13	5	$D - 3,2$	$D + 2$	Не менее 36	10	32	14	$D - 9,7$	$D + 4,5$
		16	6,5	$D - 4,7$				35	15	$D - 10,7$	
		19	8	$D - 6,2$				38	16	$D - 11,7$	
Не менее 18	5	19	8	$D - 5,7$	$D + 2,5$	Не менее 36	10	32	14	$D - 9,7$	$D + 4,5$
		22	9,5	$D - 7,2$				35	15	$D - 10,7$	
		25	11	$D - 8,7$				38	16	$D - 11,7$	
		28	12	$D - 9,7$							

1. Сортамент шпонок — см. ОСТ/НKM 4092.

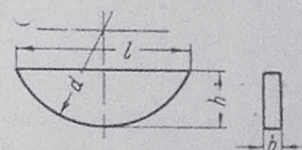
2. Допуски шпонок — см. ОСТ/НKM 4092.

3. В особых случаях, при необходимости ставить шпонку данного ряда на валы диаметром меньше указанного, руководствоваться расчетно-конструктивными соображениями.

4. Допуски на размеры пазов не нормируются.

Шпонки сегментные (тип Вудруф)

СОРТАМЕНТ

(по ОСТ
НKM 4092)(Взамен ОСТ
НKM 7617
489)

мм

Пример обозначения шпонки сегментной, нормальной точности, $b = 4$ мм, $d = 13$ мм:Шпонка сегм. Н4 × 13 $\frac{ОСТ}{НKM}$ 4092

Условное обозначение	b	d	h	l	Условное обозначение	b	d	h	l
$1,5 \times 4$	1,5	4	1,5	3,86	6×22	6	22	9,5	21,70
$1,5 \times 7$		7	2,5	6,70	6×25		25	11	24,82
2×7	2	7	2,5	6,70	6×28	8	28	12	27,70
2×10		10	4	9,80	6×32		32	14	31,74
2×13		13	5	12,64	6×35		35	15	34,64
					6×38		38	16	37,52
3×10	3	10	4	9,80	8×25	8	25	11	24,82
3×13		13	5	12,64	8×28		28	12	27,70
3×16		16	6,5	15,72	8×32		32	14	31,74
3×19		19	8	18,72	8×35		35	15	34,64
4×13	4	13	5	12,64	8×38	10	38	16	37,52
4×16		16	6,5	15,72	10×32		32	14	31,74
4×19		19	8	18,76	10×35		35	15	34,64
4×22		22	9,5	21,70	10×38		38	16	37,52
5×19	5	19	8	18,76		10			
5×22		22	9,5	21,70					
5×25		25	11	24,82					
5×28		28	12	27,70					

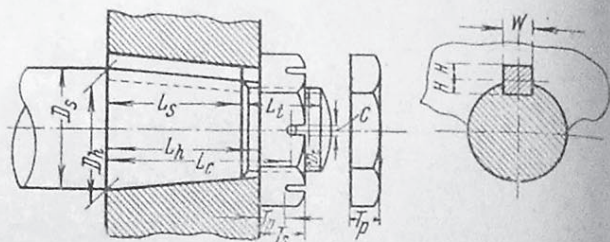
1. Обработка кругом.

2. Материал — сталь по ОСТ/НКТП 2897, 7123 и 7124 (с временным сопротивлением не ниже 60 кг/мм^2).

3. Применение шпонок — см. ОСТ/НKM 4078.

4. Допуски размеров шпонки (μ):

Номинальные размеры мм	Допуски размера b		Допуски размеров d и h	Номинальные размеры мм	Допуски размера b		Допуски размеров d и h
	норм. точности „Н“	повышен. точности „П“			норм. точности „Н“	повышен. точности „П“	
От 1 до 3	—20	—15	—60	Свыше 10 до 18	—	—	—120
Свыше 3 „ 6	—25	—15	—80	„ 18 „ 30	—	—	—140
„ 6 „ 10	—30	—15	—100	„ 30 „ 50	—	—	—170

Конусные
(по стан
крепления
дарту SAE)

Номин. диам.	Диам. вала		Диам. отверстия		L_c	L_s	L_h	L_t	D_t	Число нитей на 1 дюйм	T_s	T_p	Размер под ключ	W		H		Квадратная шпонка		C
	max	min	max	min										max	min	max	min	max	min	
1/4	0,250	0,249	0,248	0,247	9/16	5/16	3/8	5/16	№ 10	40	7/32	9/64	5/16	0,0625	0,0615	0,0342	0,0327	0,0635	0,0630	5/64
3/8	0,375	0,374	0,373	0,372	47/64	7/16	3/8	23/64	5/16	32	17/64	3/16	1/2	0,0937	0,0927	0,0499	0,0484	0,0947	0,0942	5/64
1/2	0,500	0,449	0,498	0,497	63/64	11/16	1/2	23/64	5/16	32	17/64	5/16	1/2	0,1250	0,1240	0,0655	0,0640	0,1220	0,1215	5/64
5/8	0,625	0,624	0,623	0,622	13/32	11/16	3/4	17/32	1/2	28	7/16	1/4	3/4	0,1562	0,1552	0,0811	0,0796	0,1576	0,1571	1/8
3/4	0,750	0,749	0,748	0,747	111/32	15/16	1	17/32	1/2	28	7/16	1/4	3/4	0,1875	0,1865	0,0968	0,0953	0,1885	0,1880	1/8
7/8	0,875	0,874	0,873	0,872	111/16	11/8	1 1/4	11/16	5/8	24	1/2	5/16	15/16	0,2500	0,2490	0,1280	0,1265	0,2510	0,2505	5/32
1	1,001	0,999	0,997	0,995	115/16	13/8	1 1/2	11/16	3/4	20	1/2	5/16	15/16	0,2500	0,2490	0,1280	0,1265	0,2510	0,2505	5/32
1 1/8	1,126	1,124	1,122	1,120	115/16	13/8	1 1/2	11/16	7/8	20	1/2	5/16	15/16	0,3125	0,3115	0,1615	0,1590	0,3140	0,3130	5/32
1 1/4	1,251	1,249	1,247	1,245	115/16	13/8	1 1/2	11/16	1	20	1/2	5/16	17/16	0,3125	0,3115	0,1615	0,1590	0,3140	0,3130	5/32
1 3/8	1,376	1,374	1,372	1,370	27/16	17/8	2	11/16	1	20	1/2	5/16	17/16	0,3750	0,3740	0,1930	0,1905	0,3765	0,3755	5/32
1 1/2	1,501	1,499	1,497	1,495	27/16	17/8	2	11/16	1	20	1/2	5/16	17/16	0,3750	0,3740	0,1930	0,1905	0,3765	0,3755	5/32
1 5/8	1,626	1,624	1,622	1,620	213/16	21/8	2 1/4	13/16	1 1/4	18	5/8	7/16	23/16	0,4375	0,4365	0,2242	0,2217	0,4390	0,4380	5/32
1 3/4	1,751	1,749	1,747	1,745	213/16	21/8	2 1/4	13/16	1 1/4	18	5/8	7/16	23/16	0,4375	0,4365	0,2242	0,2217	0,4390	0,4380	5/32
1 7/8	1,878	1,874	1,872	1,870	31/16	23/8	2 1/2	13/16	1 1/4	18	5/8	7/16	23/16	0,4375	0,4365	0,2242	0,2217	0,4390	0,4380	5/32
2	2,001	1,999	1,997	1,995	39/16	27/8	3	13/16	1 1/4	18	5/8	7/16	23/16	0,5000	0,4990	0,2555	0,2530	0,5015	0,5005	5/32
2 1/4	2,252	2,248	2,245	2,242	39/16	27/8	3	13/16	1 1/2	18	5/8	7/16	23/8	0,5625	0,5610	0,2362	0,2312	0,5645	0,5630	5/32
2 1/2	2,502	2,498	2,495	2,492	49/32	33/8	3 1/2	1 1/4	2	16	1	5/8	31/8	0,6250	0,6235	0,3275	0,3225	0,6270	0,6255	7/32
2 3/4	2,752	2,748	2,745	2,742	49/32	33/8	3 1/2	1 1/4	2	16	1	5/8	31/8	0,6875	0,6860	0,3567	0,3517	0,6895	0,6880	7/32
3	3,002	2,998	2,995	2,992	425/32	37/8	4	1 1/4	2	16	1	5/8	31/8	0,7500	0,7485	0,3900	0,3850	0,7520	0,7505	7/32
3 1/4	3,252	3,248	3,245	3,242	51/32	41/8	4 1/4	1 1/4	2	16	1	5/8	31/8	0,7500	0,7485	0,3900	0,3850	0,7520	0,7505	7/32
3 1/2	3,502	3,498	3,495	3,492	57/16	43/8	4 1/2	13/8	2 1/2	16	1 1/8	3/4	37/8	0,8750	0,8735	0,4525	0,4475	0,8770	0,8755	9/32
4	4,002	3,998	3,995	3,992	57/16	53/8	5 1/2	13/8	2 1/2	16	1 1/8	3/4	37/8	1,0000	0,9985	0,5150	0,5100	1,0020	1,0000	9/32

Примечания. Отверстие для шпильки должно находиться под углом 90°

к шпоночной канавке.

Размер H мерить нормально к шпоночной канавке.

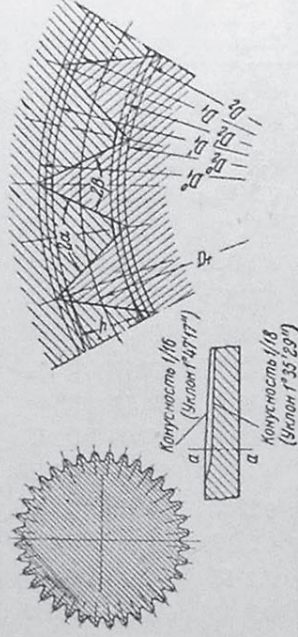
Все размеры в дюймах.

Допуск на конус $\pm 0,002''$ на 1 фут.

Конус $1,5'' \pm 0,005''$ на 1 фут.

к шпоночной канавке.

Мелкошлицевые соединения (цилиндрические и конические)
(по СТ 9—7)



Номинальный диаметр D	Начальная окружность		Число зубцов Z	Угол зубца отверстия 2α	Угол зубца вала 2β	Отверстие		Рабочая высота зубца		Вал		Теоретические диаметры зубца	
	Модуль m	Диаметр D_f				Наружный диаметр D_1'	Внутренний диаметр D_2'	Рабочая высота h	Внутренний диаметр D_2	Наружный диаметр D_1	Внешний диаметр D_1'	Внутренний диаметр D_2'	
													Внутренний диаметр D_2'
10	0,270	9,72—0,03	36	90	80	10,08+0,035	9,44+0,022	0,28—0,019	9,36—0,035	10—0,015	10,19	9,26	
12	0,324	11,66—0,035	36	90	80	12,10+0,035	11,32+0,027	0,34—0,023	11,22—0,035	12—0,018	12,21	11,10	
14	0,377	13,57—0,035	36	90	80	14,10+0,035	13,14+0,027	0,43—0,023	13,04—0,035	14—0,018	14,21	12,92	
16	0,430	15,48—0,035	36	90	80	16,10+0,035	14,96+0,027	0,52—0,023	14,86—0,035	16—0,018	16,22	14,74	
18	0,482	17,39—0,035	36	90	80	18,10+0,045	16,78+0,027	0,61—0,023	16,68—0,035	18—0,018	18,22	16,56	
20	0,537	19,32—0,045	36	90	80	20,12+0,045	18,64+0,033	0,68—0,027	18,52—0,045	20—0,021	20,24	18,40	
22	0,590	21,25—0,045	35	90	80	22,12+0,045	20,50+0,033	0,75—0,027	20,36—0,045	22—0,021	22,26	20,24	
24	0,644	23,18—0,045	36	90	80	24,12+0,045	22,36+0,033	0,82—0,027	22,20—0,045	24—0,021	24,28	22,08	
26	0,698	25,11—0,045	36	90	80	26,14+0,045	24,22+0,033	0,89—0,027	24,06—0,045	26—0,021	26,30	23,92	
28	0,751	27,03—0,045	36	90	80	28,14+0,045	26,06+0,033	0,97—0,027	25,88—0,045	28—0,021	28,32	25,74	
30	0,805	28,96—0,045	36	90	80	30,14+0,050	27,92+0,033	1,04—0,027	27,72—0,045	30—0,021	30,34	27,58	
32	0,850	31,20—0,050	48	90	82 1/2	32,12+0,050	30,40+0,039	0,80—0,032	30,28—0,050	32—0,025	32,36	29,11	
36	0,731	35,09—0,050	48	90	82 1/2	36,16+0,050	34,18+0,039	0,91—0,032	34,02—0,050	36—0,025	36,31	33,86	
40	0,812	38,95—0,050	48	90	82 1/2	40,16+0,050	37,96+0,039	1,02—0,032	37,80—0,050	40—0,025	40,24	37,62	
42	0,852	40,90—0,050	48	90	82 1/2	42,16+0,050	39,80+0,039	1,10—0,032	39,64—0,050	42—0,025	42,33	39,47	
46	0,934	44,83—0,050	48	90	82 1/2	46,18+0,050	43,66+0,039	1,17—0,032	43,48—0,050	46—0,025	46,39	43,26	
50	1,014	48,67—0,050	48	90	82 1/2	50,18+0,060	47,34+0,039	1,33—0,032	47,16—0,050	50—0,025	50,37	46,97	
52	1,054	50,59—0,060	48	90	82 1/2	52,18+0,060	49,18+0,046	1,41—0,038	49,00—0,050	52—0,030	52,36	48,82	
55	1,115	53,52—0,060	48	90	82 1/2	55,18+0,060	52,01+0,046	1,48—0,038	51,80—0,060	55—0,030	55,39	51,65	
60	1,216	58,37—0,060	48	90	82 1/2	60,20+0,060	56,74+0,046	1,63—0,038	56,54—0,060	60—0,030	60,41	56,33	
62	1,256	60,29—0,060	48	90	82 1/2	62,20+0,060	58,58+0,046	1,71—0,038	58,38—0,060	62—0,030	62,40	58,18	
65	1,317	63,22—0,060	48	90	82 1/2	65,22+0,060	62,44+0,046	1,78—0,038	62,22—0,060	65—0,030	65,43	61,01	
70	1,418	68,06—0,060	48	90	82 1/2	70,22+0,060	66,12+0,046	1,94—0,038	65,90—0,060	70—0,030	70,44	65,69	

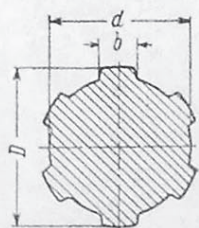
1. Мелкошлицевое соединение может быть конической и цилиндрической формы.
2. При коническом соединении данные размеры относятся к наибольшему сопрягаемому диаметру (см. сечение *aa* на чертеже).
3. Желательная посадка при цилиндрическом соединении обеспечивается сопряжением допусков по начальной окружности в пределах задаваемого стандартом допуска.
4. Начальная окружность делит точно пополам теоретическую высоту зубца ($D_1^0 - D_2^0$); вместе с тем она же делит пополам рабочую высоту зубца ($D_1 - D_2$) при наибольшем внешнем диаметре вала и наименьшем внутреннем диаметре отверстия.
5. В качестве номинального диаметра принят внешний диаметр вала.
6. Мелкошлицевое соединение рассчитано для материала, у которого отношение допускаемых напряжений на смятие и на кручение равно 1,25.
7. Рабочая длина соединения принята равной 0,75 внутреннего диаметра зубцов вала.
8. Допуски на начальную окружность даны по 3-му классу точности, посадка S_3 по ОСТ 1013.
9. Допуски на наружный диаметр зубцов вала даны по ОСТ 1016, посадка S_{2a} .
10. Допуски на наружный диаметр отверстия даны по ОСТ 1013, посадка A_3 .
11. Допуски на внутренний диаметр отверстия даны по A_{2a} НКМ ОСТ 1016.
12. Допуски на внутренний диаметр вала даны по S_3 ОСТ 1013.
13. Предельная величина уменьшения толщины зубцов против теоретической, получающейся по хорде номинальной величины начальной окружности, должна быть не более:

Номинальный размер вала	М.М.	
	10—18	20—30
Уменьшение для отверстия	0,07	0,09
Уменьшение для вала	0,05	0,075
	10—18	20—30
	0,1	0,12
	0,085	0,1
	32—50	52—70

Шлицевые соединения

(по ГОСТ 20124-39)

Настоящий стандарт распространяется на шлицевые соединения с числом шлицев от 6 до 20 при внутреннем диаметре d до 112 мм.¹



мм

d	Легкая серия			Средняя серия			Тяжелая серия		
	n	D	b	n	D	b	n	D	b
11	—	—	—	6	14	3	—	—	—
13	—	—	—	6	16	3,5	—	—	—
16	—	—	—	6	20	4	10	20	2,5
18	—	—	—	6	22	5	10	23	3
21	—	—	—	6	25	5	10	26	3
23	6	26	6	6	28	6	10	29	4
26	6	30	6	6	32	6	10	32	4
28	6	32	7	6	34	7	10	35	4
32	8	36	6	8	38	6	10	40	5
36	8	40	7	8	42	7	10	45	5
42	8	46	8	8	48	8	10	52	6
46	8	50	9	8	54	9	10	56	7

n — число шлицев

Центрирование: легкая серия — по D или d ,
средняя серия — по D , d или b ,
тяжелая серия — по b .

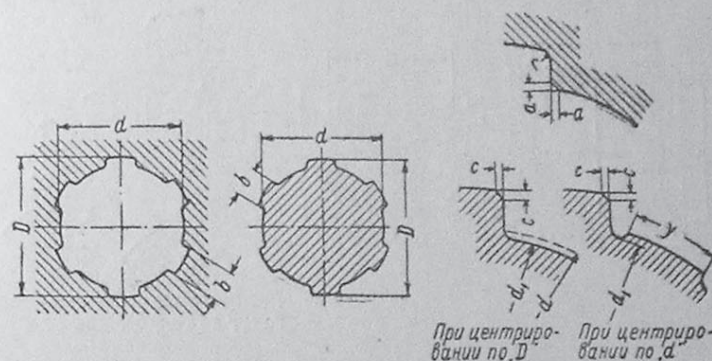
Рекомендуемые размеры элементов профиля — см. табл. 17—19.
„ допуски и посадки шлицевых соединений — см. табл. 20—21.

¹ В последующих таблицах приведены шлицевые соединения только таких размеров, которые могут иметь применение в мотоцикlostроении.

Элементы профиля шлицевых соединений

(по ГОСТ 20124-39)

Легкая серия

Центрирование по D или по d 

При центрировании по D При центрировании по d

Пример обозначения 6-шлицевого соединения размерами $28 \times 32 \times 7$, легкой серии, при центрировании по D :

$$6D28 \times 32 \times 7 \text{ ГОСТ } 20124-39$$

мм

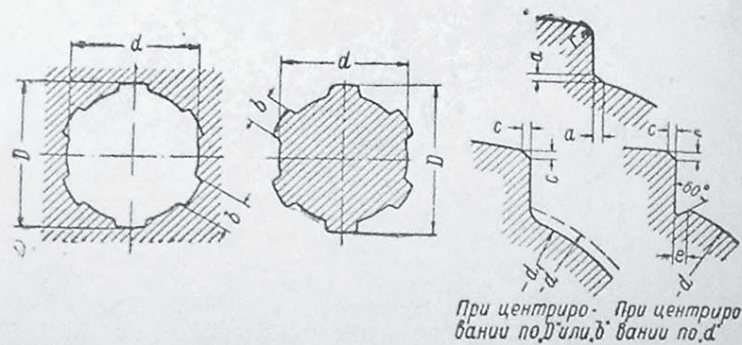
Обозначение размеров соединения	Число шлицев	Внутренний диаметр	Наружный диаметр	Ширина шлицев	Наим. внутренний диаметр	Наим. ширина площади при центрир. по d	Радиусы и фаски					Опорная поверхность шлицев
							Центрирование по d	Центрирование по D		Центрирование по D или d		
$d \times D \times b$	n	d	D	b	d_1	y	c наиб.	c наим.	a наиб.	r наиб.	S мм ²	
$23 \times 26 \times 6$	6	23	26	6	22,3	4,2	0,3	0,2	0,5	0,3	0,2	4,0
$26 \times 30 \times 6$		26	30	6	24,8	4,8	0,3	0,2	0,5	0,3	0,2	6,3
$28 \times 32 \times 7$		28	32	7	26,9	5,1	0,3	0,2	0,5	0,3	0,2	6,3
$32 \times 36 \times 6$	8	32	36	6	30,6	3,3	0,4	0,3	0,6	0,4	0,3	7,2
$36 \times 40 \times 7$		36	40	7	34,7	4,1	0,4	0,3	0,6	0,4	0,3	7,2
$42 \times 46 \times 8$		42	46	8	40,8	5,8	0,4	0,3	0,6	0,4	0,3	7,2
$46 \times 50 \times 9$		46	50	9	44,9	6,4	0,4	0,3	0,6	0,4	0,3	7,2

Опорная поверхность шлицев на 1 мм длины подсчитана по формуле:

$$S = 0,75 n \left(\frac{D-d}{2} - a - c \right).$$

Вместо фасок a и c допускаются закругления. Радиусы закруглений — в пределах размеров a и c .

Элементы профиля шлицевых соединений
(по ОСТ 20124-39)
Средняя серия
Центрирование по D , d или b



Пример обозначения 8-шлицевого соединения размерами $32 \times 38 \times 6$, средней серии, при центрировании по d :

$8d 32 \times 38 \times 6$ ОСТ 20124-39

мм

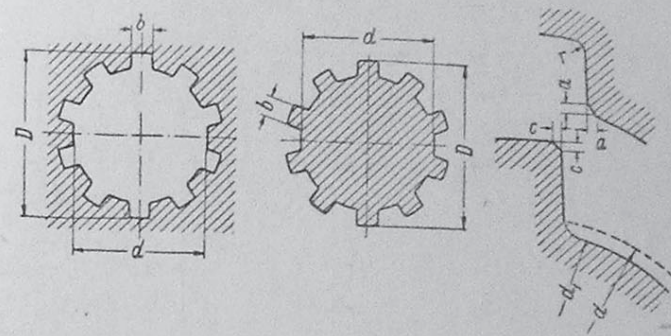
Обозначение размеров соединения	Число шлицев	Внутренн. диаметр	Наружный диаметр	Ширина шлицев	Наименьший внутренний диаметр	Ширина канавки при центриров.	Радиусы и фаски					Опорная поверхность шлицев	
							Центрирование по D	Центрирование по D , d или b		Опорная поверхность шлицев			
								С	а		г		S
$d \times D \times b$	n	d	D	b	d_1	e	c	a	r	S	мм ²		
							наиб.	наиб.	наиб.	наиб.	мм ²		
$11 \times 14 \times 3$	6	11	14	3	10,1	0,4	0,3	0,2	0,5	0,3	0,2	4,0	
$13 \times 16 \times 3,5$		13	16	3,5	12,1	0,4	0,3	0,2	0,5	0,3	0,2	4,0	
$16 \times 20 \times 4$		16	20	4	14,7	0,4	0,3	0,2	0,5	0,3	0,2	6,3	
$18 \times 22 \times 5$		18	22	5	16,9	0,4	0,3	0,2	0,5	0,3	0,2	6,3	
$21 \times 25 \times 5$		21	25	5	19,7	0,4	0,3	0,2	0,5	0,3	0,2	6,3	
$23 \times 28 \times 6$		23	28	6	21,5	0,4	0,3	0,2	0,5	0,3	0,2	8,5	
$26 \times 32 \times 6$		26	32	6	23,9	0,6	0,4	0,3	0,6	0,4	0,3	9,9	
$28 \times 34 \times 7$		28	34	7	26,1	0,6	0,4	0,3	0,6	0,4	0,3	9,9	
$32 \times 38 \times 6$		8	32	38	6	29,6	0,6	0,4	0,3	0,6	0,4	0,3	13,2
$36 \times 42 \times 7$			36	42	7	33,7	0,6	0,4	0,3	0,6	0,4	0,3	13,2
$42 \times 48 \times 8$	42		48	8	39,8	0,6	0,4	0,3	0,6	0,4	0,3	13,2	

Опорная поверхность шлицев на 1 мм длины подсчитана по формуле:

$$S = 0,75 n \left(\frac{D-d}{2} - a - c \right).$$

Вместо фасок a и c допускаются закругления. Радиусы закруглений — в пределах размеров a и c .

Элементы профиля шлицевого соединения
(по ОСТ 20124)
Тяжелая серия
Центрирование по b



Пример обозначения 10-шлицевого соединения размером $26 \times 32 \times 4$, тяжелой серии, при центрировании по b :

$10b 26 \times 32 \times 4$ ОСТ 20124-39

мм

Обозначение размеров соединения	Число шлицев	Внутренний диаметр	Наружный диаметр	Ширина шлицев	Наим. внутренний диаметр	Радиусы и фаски			Опорная поверхность шлицев
						с	а	г	
$d \times D \times b$	n	d	D	b	d_1	с	а	г	S
						наиб.	наиб.	наиб.	мм ²
$16 \times 20 \times 2,5$	10	16	20	2,5	14,1	0,3	0,3	0,2	10,5
$18 \times 23 \times 3$		18	23	3	15,7	0,3	0,3	0,2	14,3
$21 \times 26 \times 3$		21	26	3	18,5	0,3	0,3	0,2	14,3
$23 \times 29 \times 4$		23	29	4	20,3	0,3	0,3	0,2	18,0
$26 \times 32 \times 4$		26	32	4	23,1	0,3	0,3	0,2	18,0
$28 \times 35 \times 4$		28	35	4	24,5	0,4	0,4	0,3	20,3
$32 \times 40 \times 5$		32	40	5	28,2	0,4	0,4	0,3	24,0
$36 \times 45 \times 5$		36	45	5	31,4	0,4	0,4	0,3	27,8

Опорная поверхность на 1 мм длины подсчитана по формуле:

$$S = 0,75 n \left(\frac{D-d}{2} - a - c \right).$$

Вместо фасок a и c допускаются закругления. Радиусы закруглений — в пределах размеров a и c .

Допуски и посадки шлицевых соединений

1. Центрирование по наружному диаметру D

Легкая и средняя серии

Отклонения по D в микронах

		$D, мм$		До 18		Св. 18 до 30		Св. 30 до 50	
Отверстие	A	{	0	+19	0	+23	0	+27	
			0	+27	0	+33	0	+39	
Вал	B = C	{	0	-12	0	-14	0	-17	
			-16	-33	-20	-40	-25	-50	

Отклонения по b и d в микронах

		$d, мм$		До 18		Св. 18 до 30		Св. 30 до 50	
Отклонения по b									
Паз отверстия	{	Нижнее	+14	+18	+24				
		Нижнее промежуточное	+21	+27	+36				
		Верхнее	+40	+50	+62				
Шпонка вала	{	Верхнее	+8	+10	+14				
		Верхнее промежуточное	-13	-17	-22				
		Нижнее	-31	-38	-47				
Отклонения по d									
Отверстие	{	Нижнее	0	0	0				
		Нижнее промежуточное	+60	+70	+80				
		Верхнее	+180	+210	+250				
Вал	{	Верхнее	-120	-140	-170				
		Нижнее отклонение см. d_1 по таблице элементов профиля.							

Примечание. По внутреннему диаметру отверстия d отклонения назначаются А по ОСТ 1012, если это требуется условиями обработки охватываемой детали.

2. Центрирование по внутреннему диаметру d

Легкая и средняя серии

Преимущественно рекомендуемые посадки А/П и А/Х

Отклонения в микронах

		$d, мм$		До 18		Св. 18 до 30		Св. 30 до 50	
Отклонения по d									
Отверстие	A	{	+19	+23	+27				
			0	0	0				
Вал	Г	{	+24	+30	+35				
			+12	+15	+18				
Вал	П	{	+6	+7	+8				
			-6	-7	-8				
Вал	Д	{	-6	-8	-10				
			-18	-22	-27				
Вал	Х	{	-16	-20	-25				
			-33	-40	-50				
Вал	Л	{	-30	-40	-50				
			-55	-70	-85				
Отклонения по b . Нормальная точность (отверстие после термообработки калибровано)									
Паз отверстия	{	Нижнее	+14	+18	+24				
		Нижнее промеж.	+21	+27	+36				
		Верхнее	+40	+50	+62				
Шпонка вала	{	Верхнее	+21	+27	+36				
		Верхн. промеж.	+14	+18	+24				
		Нижнее	+2	+4	+7				
Шпонка вала	Посадки по d	{	Верхнее	+14	+18	+24			
			Верхн. промеж.	+7	+9	+12			
			Нижнее	-5	-5	-5			
Шпонка вала	Посадки по d	{	Верхнее	+8	+10	+14			
			Верхн. промеж.	+1	+1	+2			
			Нижнее	-11	-13	-15			
Шпонка вала	Посадки по d	{	Верхнее	0	0	0			
			Верхн. промеж.	-7	-9	-12			
			Нижнее	-25	-30	-37			
Шпонка вала	Посадки по d	{	Верхнее	-16	-20	-25			
			Верхн. промеж.	-23	-29	-37			
			Нижнее	-50	-62	-75			

		<i>d, мм</i>	До 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50			
Отклонения по <i>b</i> . Пониженная точность (отверстие после термообработки не калибровано)								
Паз отверстия	{	Нижнее	0	0	0			
		Нижн. промеж.	+21	+27	+36			
Верхнее		+40	+50	+62				
Шпонка вала	{	Посадки по <i>d</i>	{	П	Верхнее	0	0	0
					Верхн. промеж.	-7	-9	-12
	Нижнее				-19	-23	-29	
	X	Верхнее	-16	-20	-25			
		Верхн. промеж.	-23	-29	-37			
		Нижнее	-41	-50	-62			

Отклонения по *D* в микронах

		<i>D, мм</i>	До 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50
Отверстие	{	Нижнее	0	0	0
		Нижн. промеж.	+60	+70	+80
		Верхнее	+180	+210	+250
Вал	{	Верхнее	-120	-140	-170
		Верхн. промеж.	-240	-280	-340
		Нижнее	-360	-420	-500

3. Центрирование по шлицам (по *b*)

Средняя и тяжелая серия

Отклонения по *b* в микронах

		<i>d, мм</i>	До 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	
Посадки нормальной точности (отверстие после термообработки калибровано)						
Паз отверстия	{	Нижнее	+14	+18	+24	
		Нижн. промеж.	+21	+27	+35	
		Верхнее	+40	+50	+62	
Шпонка вала	{	Неподвижные соединения	Верхнее	+14	+18	+24
			Верхн. промеж.	+7	+9	+12
			Нижнее	-1	0	+1
	Подвижные соединения	Верхнее	0	0	0	
		Верхн. промеж.	-7	-9	-12	
		Нижнее	-19	-23	-29	

На схемах промежуточные отклонения обозначены пунктиром.

		<i>d, мм</i>	До 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	
Посадки пониженной точности (отверстие после термообработки не калибровано)						
Паз отверстия	{	Нижнее	0	0	0	
		Нижн. промеж.	+21	+27	+36	
		Верхнее	+40	+50	+62	
Шпонка вала	{	Неподвижные соединения	Верхнее	0	0	0
			Верхн. промеж.	-7	-9	-12
			Нижнее	-19	-23	-29
	Подвижные соединения	Верхнее	-16	-20	-25	
		Верхнее промеж.	-23	-29	-37	
		Нижнее	-41	-50	-62	

Отклонение по *d* в микронах¹

		<i>d, мм</i>	До 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50
Отверстие	{	Нижнее	0	0	0
		Нижнее промеж.	+60	+70	+80
		Верхнее	+180	+210	+250
В а л	{	Верхнее	-120	-140	-170
		Нижнее отклонение см. <i>d</i> ₁ по таблице элементов профиля			

Отклонения по *D* в микронах — см. на стр. 377

1. Отклонения отсчитываются от номинальных размеров *D*, *d* и *b* шлицевых соединений.

2. Верхние отклонения *D*, *d* и *b* валов и нижние отклонения отверстий проверяются одновременно проходными комплексными шлицевыми калибрами. Нижние отклонения *D*, *d* и *b* валов и верхние отклонения отверстий проверяются по каждому размеру в отдельности непроходными калибрами.

По центрирующему диаметру (*D* или *d*) независимо от проверки комплексными шлицевыми калибрами производится проверка отдельными проходными калибрами.

3. Указанные в таблицах промежуточные отклонения для размера *b* и для нецентрирующего диаметра определяют размеры проходных калибров, которыми проверяются размеры изделий в процессе их изготовления.

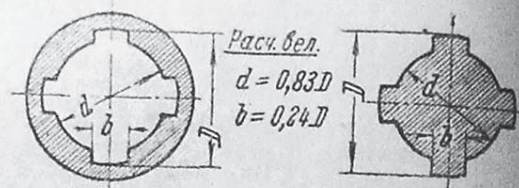
Промежуточные отклонения приведены как ориентировочные. Разница между верхними и промежуточными отклонениями валов и соответственно между нижними и промежуточными отклонениями отверстий компенсирует ошибки расположения шлицев относительно друг друга и относительно поверхности центрирования, а также неконцентричность окружностей *D* и *d*.

4. Обозначения посадок:

При центрировании по *D*: *A/C*, *A/X* и *A_{2a}/X*." " " *d*: *A/Г*, *A/П* норм., *A/Д*, *A/X* норм., *A/Л*, *A/П* пониж., *A/X* пониж." " " *b*: неподвижн. нормальн., неподвижн. пониж., подвижн. нормальн., подвижн. пониж.

¹ По внутреннему диаметру отверстия *d* отклонения назначаются *A* по ОСТ 1012, если это требуется условиями обработки охватываемой детали.

Четырехшлицевые валы
(по промстандарту 9—0)
Ходовая и скользящая посадка
Центрирование по D



лики и отверстия
дарту 9—0)
зающая посадка
вание по D

Таблица 21



Отверстие					Вал		
D^1		d^2	b^1		Скользкая посадка		
нормальн. точность	повышенн. точность		нормальн. точность	повышенн. точность	D	d	b
15 ^{+0,035}	15 ^{+0,030}	12 ^{+0,120}	4 ^{+0,040}	4 ^{+0,025}	15 ^{-0,012}	12 ^{-0,360}	4 ^{-0,044}
17 ^{+0,035}	17 ^{+0,030}	14 ^{+0,120}	4 ^{+0,040}	4 ^{+0,025}	17 ^{-0,012}	14 ^{-0,360}	4 ^{-0,044}
20 ^{+0,045}	20 ^{+0,035}	17 ^{+0,120}	4 ^{+0,040}	5 ^{+0,025}	20 ^{-0,014}	17 ^{-0,360}	5 ^{-0,044}
22 ^{+0,045}	22 ^{+0,035}	18 ^{+0,120}	5 ^{+0,040}	5 ^{+0,025}	22 ^{-0,014}	18 ^{-0,360}	5 ^{-0,044}
25 ^{+0,045}	25 ^{+0,035}	21 ^{+0,140}	6 ^{+0,040}	6 ^{+0,025}	25 ^{-0,014}	21 ^{-0,420}	6 ^{-0,044}
28 ^{+0,045}	28 ^{+0,035}	23 ^{+0,140}	7 ^{+0,050}	7 ^{+0,030}	28 ^{-0,014}	23 ^{-0,420}	7 ^{-0,055}
32 ^{+0,050}	32 ^{+0,042}	27 ^{+0,140}	8 ^{+0,050}	8 ^{+0,030}	32 ^{-0,017}	27 ^{-0,420}	8 ^{-0,055}
35 ^{+0,050}	35 ^{+0,042}	30 ^{+0,140}	9 ^{+0,050}	9 ^{+0,030}	35 ^{-0,017}	30 ^{-0,420}	9 ^{-0,055}
40 ^{+0,050}	40 ^{+0,042}	34 ^{+0,170}	10 ^{+0,050}	10 ^{+0,030}	40 ^{-0,017}	34 ^{-0,500}	10 ^{-0,055}
45 ^{+0,050}	45 ^{+0,042}	38 ^{+0,170}	11 ^{+0,060}	11 ^{+0,035}	45 ^{-0,017}	38 ^{-0,500}	11 ^{-0,070}
50 ^{+0,050}	50 ^{+0,042}	42 ^{+0,170}	12 ^{+0,060}	12 ^{+0,035}	50 ^{-0,017}	42 ^{-0,500}	12 ^{-0,070}

Вал			Радиусы закругления ³								F^4 мм ²	
Ходовая посадка			Профиль А				Профиль В					
D	d	b	Отверстие		Вал		Отверстие		Вал			
			r_1 max	r_2 min	r_3 min	r_4 max	r_1 max	r_2 min	r_3 min	r_4 max		
15 ^{-0,016}	12 ^{-0,120}	4 ^{-0,025}	0,20	0,25	0,25	0,20	0,20	0,25	0,25	0,30	0,40	4,2
17 ^{-0,016}	14 ^{-0,120}	4 ^{-0,025}	0,20	0,25	0,25	0,20	0,20	0,25	0,25	0,30	0,40	4,2
20 ^{-0,020}	17 ^{-0,120}	5 ^{-0,025}	0,20	0,25	0,25	0,20	0,20	0,25	0,25	0,30	0,40	4,2
22 ^{-0,020}	18 ^{-0,120}	5 ^{-0,025}	0,20	0,25	0,25	0,20	0,20	0,25	0,25	0,30	0,40	6,2
25 ^{-0,020}	21 ^{-0,140}	6 ^{-0,025}	0,20	0,25	0,25	0,20	0,20	0,25	0,25	0,30	0,40	6,2
28 ^{-0,020}	23 ^{-0,140}	7 ^{-0,035}	0,20	0,25	0,25	0,20	0,20	0,25	0,25	0,30	0,40	7,4
32 ^{-0,025}	27 ^{-0,140}	8 ^{-0,035}	0,30	0,35	0,35	0,30	0,30	0,35	0,35	0,50	0,60	7,4
35 ^{-0,025}	30 ^{-0,140}	9 ^{-0,035}	0,30	0,35	0,35	0,30	0,30	0,35	0,35	0,50	0,60	7,4
40 ^{-0,025}	34 ^{-0,170}	10 ^{-0,035}	0,30	0,35	0,35	0,30	0,30	0,35	0,35	0,50	0,60	9,4
45 ^{-0,025}	38 ^{-0,170}	11 ^{-0,045}	0,30	0,35	0,35	0,30	0,30	0,35	0,35	0,50	0,60	11,4
50 ^{-0,025}	42 ^{-0,170}	12 ^{-0,045}	0,30	0,35	0,35	0,30	0,30	0,35	0,35	0,50	0,60	13,4

¹ Повышенная точность изготовления шпоночной канавки применяется при
² В случае требования технологического процесса, допуск на внутренний диаметр отверстия (A_3).

³ При центрировании по наружному диаметру рекомендуется по возможности

⁴ F^1 — площадь боковой поверхности в мм² одной стороны всех четырех

⁵ Непараллельность пазов к оси или смещение по шагу, измеренные на длине 0,025 мм для D до 40 мм и 0,035 мм для D свыше 40 мм.

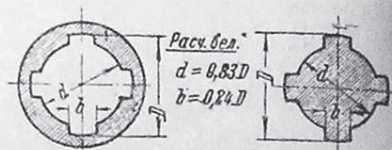
повышенной точности наружного диаметра шлицевого соединения. Диаметр отверстия (d) может быть заменен допуском по 2-му или 3-му классу точности

применять профиль А.

шлифов на 1 мм длины.

не свыше $1,5D$, допускаются не более 0,015 мм (по индикатору) для D до 25 мм;

Посадка движения и плотная



Отверстие			В а л						Радиусы закругления ¹								F' ² мм ²	
D	d	b	Плотная посадка			Посадка движения			Профиль А				Профиль В					t
			D	d	b	D	d	b	Отверстие		Вал		Отверстие		Вал			
									r ₁ max	r ₂ min	r ₃ min	r ₄ max	r ₁ max	r ₂ min	r ₃ min	r ₄ max		
15 ^{+0,240}	12 ^{+0,019}	4 ^{+0,025}	15 ^{-0,120} -0,240	12 ^{+0,006} -0,006	4 ^{-0,025}	15 ^{-0,120} -0,240	12 ^{-0,006} -0,018	4 ^{-0,017} -0,035	0,20	0,25	0,25	0,20	0,20	0,25	0,25	0,30	0,40	4,2
17 ^{+0,240}	14 ^{+0,019}	4 ^{+0,025}	17 ^{-0,120} -0,240	14 ^{+0,006} -0,006	4 ^{-0,025}	17 ^{-0,120} -0,240	14 ^{-0,006} -0,018	4 ^{-0,017} -0,035	0,20	0,25	0,25	0,20	0,20	0,25	0,25	0,30	0,40	4,2
20 ^{+0,280}	17 ^{+0,019}	5 ^{+0,025}	20 ^{-0,140} -0,280	17 ^{+0,006} -0,006	5 ^{-0,025}	20 ^{-0,140} -0,280	17 ^{-0,006} -0,018	5 ^{-0,017} -0,035	0,20	0,25	0,25	0,20	0,20	0,25	0,25	0,30	0,40	4,2
22 ^{+0,280}	18 ^{+0,019}	5 ^{+0,025}	22 ^{-0,140} -0,280	18 ^{+0,006} -0,006	5 ^{-0,025}	22 ^{-0,140} -0,280	18 ^{-0,006} -0,018	5 ^{-0,017} -0,035	0,20	0,25	0,25	0,20	0,20	0,25	0,25	0,30	0,40	6,2
25 ^{+0,280}	21 ^{+0,023}	6 ^{+0,025}	25 ^{-0,140} -0,280	21 ^{+0,007} -0,007	6 ^{-0,025}	25 ^{-0,140} -0,280	21 ^{-0,008} -0,022	6 ^{-0,017} -0,035	0,20	0,25	0,25	0,20	0,20	0,25	0,25	0,30	0,40	6,2
28 ^{+0,280}	23 ^{+0,023}	7 ^{+0,030}	28 ^{-0,140} -0,280	23 ^{+0,007} -0,007	7 ^{-0,030}	28 ^{-0,140} -0,280	23 ^{-0,008} -0,022	7 ^{-0,023} -0,045	0,20	0,25	0,25	0,20	0,20	0,25	0,25	0,30	0,40	8,2
32 ^{+0,340}	27 ^{+0,023}	8 ^{+0,030}	32 ^{-0,170} -0,340	27 ^{+0,007} -0,007	8 ^{-0,030}	32 ^{-0,170} -0,340	27 ^{-0,008} -0,022	8 ^{-0,023} -0,045	0,30	0,35	0,35	0,30	0,30	0,35	0,35	0,50	0,60	7,4
35 ^{+0,340}	30 ^{+0,023}	9 ^{+0,030}	35 ^{-0,170} -0,340	30 ^{+0,007} -0,007	9 ^{-0,030}	35 ^{-0,170} -0,340	30 ^{-0,008} -0,022	9 ^{-0,023} -0,045	0,30	0,35	0,35	0,30	0,30	0,35	0,35	0,50	0,60	7,4
40 ^{+0,340}	34 ^{+0,027}	10 ^{+0,030}	40 ^{-0,170} -0,340	34 ^{+0,008} -0,008	10 ^{-0,030}	40 ^{-0,170} -0,340	34 ^{-0,010} -0,027	10 ^{-0,023} -0,045	0,30	0,35	0,35	0,30	0,30	0,35	0,35	0,50	0,60	9,4
45 ^{+0,340}	38 ^{+0,027}	11 ^{+0,035}	45 ^{-0,170} -0,340	38 ^{+0,008} -0,008	11 ^{-0,035}	45 ^{-0,170} -0,340	38 ^{-0,010} -0,027	11 ^{-0,020} -0,055	0,30	0,35	0,35	0,30	0,30	0,35	0,35	0,50	0,60	11,4
50 ^{+0,340}	42 ^{+0,027}	12 ^{+0,035}	50 ^{-0,170} -0,340	42 ^{+0,008} -0,008	12 ^{-0,035}	50 ^{-0,170} -0,340	42 ^{-0,010} -0,020	12 ^{-0,030} -0,055	0,30	0,35	0,35	0,30	0,30	0,35	0,35	0,50	0,60	13,4

¹ При центрировании по внутреннему диаметру рекомендуется применять
² F' — площадь боковой поверхности в мм² всех четырех шлицов на 1 мм
³ Непараллельность пазов к оси или смещение по шагу, измеренные на длине 0,025 мм для D до 40 мм и 0,035 мм для D свыше 40 мм.

Профиль В.
 Длины.
 Не свыше 1,5 D, допускаются не более 0,015 мм (по индикатору) для D до 25 мм;
 не свыше 1,5 D, допускаются не более 0,015 мм (по индикатору) для D до 25 мм;

Спецификация автомобильных сталей SAE
Составлена Американским обществом автомобильных инженеров

Углеродистые стали						
№ по спец.	Углерод	Марганец	Фосфор max	Сера max		
1010	0,05—0,15	0,30—0,60	0,045	0,05		
1015	0,10—0,20	0,30—0,60	0,045	0,05		
1020	0,15—0,25	0,30—0,60	0,045	0,05		
1025	0,20—0,30	0,50—0,80	0,045	0,05		
1030	0,25—0,35	0,50—0,80	0,045	0,05		
1035	0,30—0,40	0,50—0,80	0,045	0,05		
1040	0,35—0,45	0,50—0,80	0,045	0,05		
1045	0,40—0,50	0,50—0,80	0,045	0,05		
1050	0,45—0,55	0,50—0,80	0,045	0,05		
1095	0,90—1,05	0,25—0,50	0,040	0,05		
1350 *)	0,45—0,55	0,90—0,20	0,040	0,05		
1360 *)	0,55—0,70	0,90—1,20	0,040	0,05		

*) Содержание кремния для ст. № 1350 и 1360 не должно быть выше 0,30%.

Материал для нормалей						
№ по спец.	Углерод	Марганец	Фосфор	Сера		
1112	0,08—0,16	0,60—0,80	0,90—0,13	0,075—0,15		
1120	0,15—0,25	0,60—0,90	max 0,06	0,075—0,15		

Стальные отливки						
№ по спец.	Углерод	Фосфор max	Сера max			
1235	По требов.	0,05	0,05			

Никелевые стали						
№ по спец.	Углерод	Марганец	Фосфор	Сера	Никель	
2015 *)	0,10—0,20	0,30—0,60	0,04	0,045	0,40—0,60	
2115 *)	0,10—0,20	0,30—0,60	0,04	0,045	1,25—1,75	
2315	0,10—0,20	0,30—0,60	0,04	0,045	3,25—3,75	
2320	0,15—0,25	0,50—0,80	0,04	0,045	3,25—3,75	
2330	0,25—0,35	0,50—0,80	0,04	0,045	3,25—3,75	
2335	0,30—0,40	0,50—0,80	0,04	0,045	3,25—3,75	
2340	0,35—0,45	0,50—0,80	0,04	0,045	3,25—3,75	
2345	0,40—0,50	0,50—0,80	0,04	0,045	3,25—3,75	
2350	0,45—0,55	0,50—0,80	0,04	0,045	3,25—3,75	
2515	0,10—0,20	0,30—0,60	0,04	0,045	4,75—5,25	

*) Содержание кремния для ст. № 2015 и 2115 не должно быть выше 0,30%.

Хромоникелевые стали						
№ по спец.	Углерод	Марганец	Фосфор max	Сера max	Никель	Хром
3115	0,10—0,20	0,30—0,60	0,04	0,045	1,00—1,50	0,45—0,75
3120	0,15—0,25	0,30—0,60	0,04	0,045	1,00—1,50	0,45—0,75
3125	0,20—0,30	0,50—0,80	0,04	0,045	1,00—1,50	0,45—0,75
3130	0,25—0,35	0,50—0,80	0,04	0,055	1,00—1,50	0,45—0,75
3135	0,30—0,40	0,50—0,80	0,04	0,045	1,00—1,50	0,45—0,75
3140	0,35—0,45	0,50—0,80	0,04	0,045	1,00—1,50	0,45—0,75

Хромоникелевые стали							
№ по спец.	Углерод	Марганец	Фосфор max	Сера max	Никель	Хром	
3215	0,10—0,20	0,30—0,60	0,04	0,040	1,50—2,00	0,90—1,25	
3220	0,15—0,25	0,30—0,60	0,04	0,040	1,50—2,00	0,90—1,25	
3230	0,25—0,35	0,30—0,60	0,04	0,040	1,50—2,00	0,90—1,25	
3240	0,35—0,45	0,30—0,60	0,04	0,040	1,50—2,00	0,90—1,25	
3245	0,40—0,50	0,30—0,60	0,04	0,040	1,50—2,00	0,90—1,25	
3250	0,45—0,55	0,30—0,60	0,04	0,040	1,50—2,00	0,90—1,25	
3312	max 0,17	0,30—0,60	0,04	0,040	3,25—3,75	1,25—1,75	
3325	0,20—0,30	0,30—0,60	0,04	0,040	3,25—3,75	1,25—1,75	
3335	0,30—0,40	0,30—0,60	0,04	0,040	3,25—3,75	1,25—1,75	
2340	0,35—0,43	0,30—0,60	0,04	0,040	3,25—3,75	1,25—1,75	
3415	0,10—0,20	0,30—0,60	0,04	0,040	2,75—3,25	0,60—0,95	
3435	0,30—0,40	0,30—0,60	0,04	0,040	2,75—3,25	0,60—0,95	
3450	0,45—0,55	0,30—0,60	0,04	0,040	2,75—3,25	0,60—0,95	

Молибденовые стали							
№ по спец.	Углерод	Марганец	Фосфор max	Сера max	Хром	Никель	Молибден
4130	0,25—0,33	0,40—0,70	0,04	0,045	0,50—0,80	—	0,15—0,25
4140	0,35—0,45	0,40—0,70	0,04	0,045	0,80—1,10	—	0,15—0,25
4150	0,45—0,55	0,40—0,70	0,04	0,045	0,80—1,10	—	0,15—0,25
4615	0,10—0,20	0,30—0,60	0,04	0,045	—	0,50—2,00	0,20—0,30

Хромистые стали						
№ по спец.	Углерод	Марганец	Фосфор max	Сера max	Хром	
5120	0,15—0,25	0,30—0,60	0,04	0,045	0,60—0,90	
5140	0,35—0,45	0,50—0,80	0,04	0,045	0,80—1,10	
5150	0,45—0,55	0,50—0,80	0,04	0,045	0,80—1,10	
5200	0,95—1,10	0,20—0,50	0,03	0,030	1,20—1,50	

Хромованадиевые стали							
№ по спец.	Углерод	Марганец	Фосфор max	Сера max	Хром	Ванадий min	Желез.
6120	0,15—0,25	0,50—0,80	0,04	0,04	0,80—1,10	0,15	0,18
6125	0,20—0,30	0,50—0,80	0,04	0,04	0,80—1,10	0,15	0,18
6130	0,25—0,35	0,50—0,80	0,04	0,04	0,80—1,10	0,15	0,18
6135	0,30—0,40	0,50—0,80	0,04	0,04	0,80—1,10	0,15	0,18
6140	0,35—0,45	0,50—0,80	0,04	0,04	0,80—1,10	0,15	0,18
6145	0,40—0,50	0,50—0,80	0,04	0,04	0,80—1,10	0,15	0,18
6150	0,45—0,55	0,50—0,80	0,04	0,04	0,80—1,10	0,15	0,18
6195	0,90—1,05	0,20—0,45	0,03	0,03	0,80—1,10	0,15	0,18

Вольфрамовые стали						
№ по спец.	Углерод	Марганец	Фосфор max	Сера max	Хром	Вольфрам
71360	0,50—0,70	0,30	0,035	0,035	3,00—4,00	12,00—15,00
71660	0,50—0,70	0,30	0,035	0,035	3,00—4,00	15,00—18,00
7260	0,50—0,70	0,30	0,035	0,035	0,50—1,00	1,50—2,00

Кремнемарганцевые стали						
№ по спец.	Углерод	Марганец	Фосфор	Сера	Кремний	
9250	0,45—0,55	0,60—0,90	0,45	0,45	1,80—2,20	
9260	0,55—0,65	0,60—0,90	0,45	0,45	1,80—2,20	

Таблица 23

Сталь качественная конструкционная углеродистая (прокатная сортовая)
(по ОСТ 7123)

I. Определение

Настоящий стандарт распространяется на качественную углеродистую горячекатаную полосовую (сортовую) сталь определенного химического состава, применяемую как конструкционный материал общего назначения в автотранспортной и авиационной промышленности, а также и других отраслях машиностроения.

II. Классификация

В зависимости от химического состава сталь подразделяется на две группы: а) с нормальным и б) с повышенным содержанием марганца, как указано в нижеприведенной таблице:

Содержание элементов %								
Марка стали	Углерода С	Марганца Mn	Кремния Si	Серы S не более	Фосфора P не более	Сумма серы и фосфора S + P не более	Никеля Ni не более	Хрома Cr не более
I. Группа сталей с нормальным содержанием марганца								
10	0,05—0,15	0,35—0,65	≤0,30	0,045	0,045	0,080	0,30	0,20
15	0,10—0,20	0,35—0,65	≤0,35	0,045	0,045	0,080	0,30	0,20
20	0,15—0,25	0,35—0,65	0,17—0,37	0,045	0,045	0,080	0,30	0,20
25	0,20—0,30	0,50—0,80	0,17—0,37	0,045	0,045	0,080	0,30	0,20
30	0,25—0,35	0,50—0,80	0,17—0,37	0,045	0,045	0,080	0,30	0,20
35	0,30—0,40	0,50—0,80	0,17—0,37	0,045	0,045	0,080	0,30	0,20
40	0,35—0,45	0,50—0,80	0,17—0,37	0,045	0,045	0,080	0,30	0,20
45	0,40—0,50	0,50—0,80	0,17—0,37	0,045	0,045	0,080	0,30	0,20
50	0,45—0,55	0,50—0,80	0,17—0,37	0,045	0,045	0,080	0,30	0,20
II. Группа сталей с повышенным содержанием марганца								
15Г	0,10—0,20	0,70—1,00	≤0,35	0,045	0,040	0,080	0,30	0,20
45Г2	0,40—0,50	1,40—1,80	0,17—0,37	0,045	0,040	0,080	0,30	0,20
50Г	0,45—0,55	0,70—1,00	0,17—0,37	0,045	0,040	0,080	0,30	0,20
50Г2	0,45—0,55	1,40—1,80	0,17—0,37	0,045	0,040	0,080	0,30	0,20
60Г	0,55—0,65	0,70—1,00	0,17—0,37	0,045	0,040	0,080	0,30	0,20
65Г	0,60—0,70	0,70—1,00	0,17—0,37	0,045	0,040	0,080	0,30	0,20

Примечания: 1. Двухзначные цифры в маркировке стали означают среднее содержание углерода в сотых долях процента; буква Г — марганца; цифры после буквы Г — приблизительное содержание марганца, если оно выше одного процента.

2. С согласия потребителя допускается повышение содержания никеля до 0,50% и хрома до 0,30%.

3. Для марок 10, 15 и 15Г по особому требованию потребителя содержание кремния устанавливается от 0,17 до 0,37%.

III. Технические условия

Материалом для прокатки качественной конструкционной углеродистой стали должна служить сталь, изготовляемая в мартеновских (основных или кислых) печах, электрических или тигельных.

Как правило, сталь качественная конструкционная углеродистая поставляется в неотожженном виде. В тех случаях, когда назначение стали требует поставки ее в термообработанном виде, род термообработки указывается в заказе.

Химический состав. По своему химическому составу сталь должна удовлетворять нормам п. II настоящего ОСТ соответственно заказанной марке. Однако, в виде исключения, при условии соблюдения всех остальных требований ОСТ, допускаются отклонения от состава в пределах от 0,020% углерода,

Продолжение табл. 23

0,050% марганца в ту или другую сторону и 0,030% кремния в сторону верхнего предела, хотя бы для всех этих элементов одновременно.

Твердость. В состоянии поставки сталь должна обладать определенной твердостью в единицах Бринеля, соответствующей заказанной марке, согласно нижеприведенной таблице:

Марка стали	Максимальная твердость в единицах Бринеля	Минимальный диаметр отпечатка шарика мм
Группа I		
10	143	5,0
15	149	4,9
20	163	4,7
25	170	4,6
30	179	4,5
35	187	4,4
40	217	4,1
45	229	4,0
50	241	3,9
Группа II		
15Г	163	4,7
45Г2	255	3,8
50Г	255	3,8
50Г2	255	3,8
60Г	255	3,8
65Г	255	3,8

Механические свойства. Сталь углеродистая качественная конструкционная сортовая при испытании на растяжение образца из нормализованного пробного отрезка должна обладать определенными механическими свойствами, соответствующими заказанной марке, согласно нижеприведенной таблице:

Марка стали	Предел текучести не менее кг/мм ²	Время сопротивления разрыву кг/мм ²	Удлинение в % не менее		Сжатие в % не менее
			δ ₁₀	δ ₅	
Группа I					
10	18	32—42	25	30	55
15	20	35—45	22	27	55
20	22	40—50	20	24	55
25	24	43—55	18	22	50
30	26	48—60	16	19	50
35	28	52—65	15	18	45
40	30	57—70	14	17	45
45	32	60—75	13	15	40
50	34	63—80	11	13	40
Группа II					
15Г	22	40—55	20	24	55
45Г2	40	80—100	5	6	35
50Г	34	65—85	9	11	40
50Г2	42	85—105	4	8	30
60Г	34	67—87	8	9	35
65Г	45	70—90	7	8	35

Примечание. Под нормализацией понимается нагрев образца выше верхней критической точки, примерно на 30°, с последующим охлаждением в спокойном воздухе.

Сталь качественная конструкционная легированная (прокатная сортовая)
(по ОСТ 7124)

I. ОПРЕДЕЛЕНИЕ

Настоящий стандарт распространяется на качественную легированную горячекатаную полосу (сортовую) сталь определенного химического состава, применяемую как конструкционный материал общего назначения в автотранспортной и авиационной промышленности, а также в других отраслях машиностроения.

II. КЛАССИФИКАЦИЯ

В зависимости от химического состава конструкционная легированная сталь подразделяется на два класса: I класс — качественных сталей и II класс — высококачественных, причем высококачественные стали, более чистые в отношении содержания серы и фосфора, обозначаются маркой с индексом А, как указано в нижеследующей таблице:

Марка стали	Содержание элементов в %								Сумма серы и фосфора не более
	Углерод С	Марганец Mn	Кремний Si	Хром Cr	Никель Ni	Прочие	Сера S	Фосфор P	
I. Класс качественных сталей									
15 X	0,10—0,20	0,30—0,60	0,17—0,37	0,70—1,00	≤ 0,30	—	0,040	0,040	0,075
20 X	0,15—0,25	0,30—0,60	0,17—0,37	0,70—1,00	≤ 0,30	—	0,040	0,040	0,075
30 X	0,25—0,35	0,50—0,80	0,17—0,37	0,80—1,10	≤ 0,30	—	0,040	0,040	0,075
35 X	0,30—0,40	0,50—0,80	0,17—0,37	0,80—1,10	≤ 0,30	—	0,040	0,040	0,075
40 X	0,35—0,45	0,50—0,80	0,17—0,37	0,80—1,10	≤ 0,30	—	0,040	0,040	0,075
45 X	0,40—0,50	0,50—0,80	0,17—0,37	0,80—1,10	≤ 0,30	—	0,040	0,040	0,075
15 XФ	0,12—0,20	0,30—0,60	0,17—0,37	0,80—1,10	≤ 0,30	ванадий 0,10—0,20	0,040	0,040	0,075
20 XН	0,15—0,25	0,30—0,60	0,17—0,37	0,45—0,75	1,00—1,50	—	0,040	0,040	0,075
40 XН	0,35—0,45	0,50—0,80	0,17—0,37	0,45—0,75	1,00—1,50	—	0,040	0,040	0,075
12 XН2	≤ 0,17	0,30—0,60	0,17—0,37	0,60—0,90	1,50—2,00	—	0,040	0,040	0,075
12 XН3	≤ 0,17	0,25—0,55	0,17—0,37	0,60—0,90	2,75—3,25	—	0,040	0,040	0,075
II. Класс высококачественных сталей									
15 XА	0,12—0,20	0,30—0,60	0,17—0,37	0,70—1,0	≤ 0,30	—	0,030	0,035	0,060
38 XА	0,34—0,42	0,50—0,80	0,17—0,37	0,80—1,10	≤ 0,30	—	0,030	0,035	0,060
30 XМА	0,25—0,35	0,40—0,70	0,17—0,37	0,80—1,10	≤ 0,30	молибден 0,15—0,25	0,030	0,035	0,060
12 XН2А	≤ 0,17	0,30—0,60	0,17—0,37	0,60—0,90	1,50—2,00	—	0,030	0,035	0,060
12 XН3А	≤ 0,17	0,25—0,55	0,17—0,37	0,60—0,90	2,75—3,25	—	0,030	0,035	0,060
20 XН3А	0,15—0,25	0,30—0,60	0,17—0,37	0,60—0,90	2,75—3,25	—	0,030	0,035	0,060
18 XНВА	0,15—0,22	0,25—0,55	0,17—0,37	1,35—1,65	4,10—4,60	вольфрам 0,8—1,20 или молибден 0,25—0,45	0,030	0,035	0,060
35 XЮА	0,30—0,40	0,30—0,60	0,17—0,37	1,35—1,65	≤ 0,50	алюминий 0,75—1,25	0,030	0,035	0,060
35 XМЮА	0,30—0,38	0,30—0,60	0,17—0,37	1,35—1,65	≤ 0,50	алюминий 0,75—1,25 и молибден 0,40—0,60	0,030	0,035	0,060

Примечания: 1. В марках стали не легированных никелем, допускается с согласия потребителя повышение содержания никеля в пределах до 0,5%.

2. Двухзначные цифры с левой стороны букв в графе „марки стали“ обозначают среднее содержание углерода в сотых долях процента. Буквы, стоящие справа от цифр, выражающих среднее процентное содержание углерода, обозначают:

Вольфрам — В	Никель — Н	
Марганец — Г	Кремний — С	Ванадий — Ф
Молибден — М	Алюминий — Ю	Хром — Х

Цифры за буквами (ВГМ...) указывают процентное содержание соответствующих элементов, если оно выше 1%.

Материал. Материалом для прокатки высококачественной конструкционной легированной стали должна служить сталь, изготовленная в кислых мартеновских печах, в электропечах, в тигельных печах, а для качественной стали — в тех же печах, а также в основных мартеновских. В тех случаях, когда назначение стали требует поставки ее в термообработанном виде, род термообработки указывается в заказе.

III. ТЕХНИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ

Химический состав. По своему химическому составу сталь должна удовлетворять нормам п. II соответственно заказанной марке. Однако в виде исключения, при соблюдении всех остальных требований стандарта, допускаются отклонения от состава в пределах 0,05% марганца, 0,05% хлора, 0,15% никеля, 0,03% ванадия в ту или другую сторону и на 0,03% кремния в сторону верхнего предела, хотя бы для всех этих элементов одновременно.

Твердость. В состоянии поставки сталь должна обладать определенной твердостью в единицах Бринеля, соответствующей заказанной марке, согласно нижеследующей таблице:

Марка стали	Сталь неотожженная		Сталь отожженная	
	твердость по Бринелю не более	диаметр отпечатка шарика не менее мм	твердость по Бринелю не более	диаметр отпечатка шарика не менее мм
15 X	241	3,9	179	4,5
20 X	241	3,9	179	4,5
30 X	241	3,9	187	4,4
35 X	241	3,9	197	4,3
40 X	241	3,9	207	4,2
45 X	241	3,9	229	4,0
15 XФ	241	3,9	187	4,4
20 XН	241	3,9	207	4,2
40 XН	241	3,9	207	4,2
12 XН2	241	3,9	207	4,2
12 XН3	241	3,9	217	4,1
15 XА	241	3,9	179	4,5
38 XА	241	3,9	229	4,0
30 XМА	241	3,9	229	4,0
12 XН2А	241	3,9	207	4,2
12 XН3А	241	3,9	217	4,1
20 XН3А	269	3,7	241	3,9
18 XНВА	—	—	269	3,7
13 XЮА	—	—	229	4,0
35 XМЮА	—	—	229	4,0

Механические свойства. Сталь конструкционная легированная сортовая при испытании на растяжение образца из термообработанного пробного отрезка должна обладать определенными механическими свойствами, соответствующими заказанной марке, согласно нижеприведенной таблице.

Марка стали	Термообработка (ориент.)			Предел текучести не менее кг/мм ²	Время, прошедшее не менее кг/мм ²	Удлинение в %		Сжатие в % не менее	Ударная вязкость не менее кгм/см ²
	Температура закалки в °С	Среда	Температура отпуска в °С			не менее			
						δ_{10}	δ_5		
15 X	860 затем 780	Вода	200	55	75	8	10	45	—
20 X	860	Масло	580	55	75	11	13	45	—
30 X	860	"	580	60	80	10	12	45	—
35 X	860	"	580	65	85	9	11	45	—
40 X	850	"	580	70	90	8	10	45	—
45 X	840	"	580	75	95	7	8	40	—
15 XФ	860 затем 780	Вода	200	60	80	9	11	45	—
20 ХН	860	Масло	580	60	80	10	12	50	—
40 ХН	820	"	580	70	90	8	10	45	—
12 ХН2	860 затем 780	"	200	45	70	10	12	45	—
12 ХН3	860 затем 780	"	200	60	85	8	10	45	—
15 ХА	860 затем 780	"	200	40	60	13	15	55	10
38 ХА	860	"	580	80	95	10	12	50	9
30 ХМА	860	"	580	75	95	10	12	50	9
12 ХН2А	860 затем 780	"	200	45	70	10	12	50	10
12 ХН3А	860 затем 780	"	200	60	85	8	10	50	9
20 ХН3А	820	"	520	70	85	8	10	55	9
18 ХНВА	950 затем 850	Воздух	200	80	115	8	10	45	9
35 ХЮ	950	Масло	650	65	90	10	12	50	8
35 ХМЮА	950	"	650	85	100	13	15	50	9

Примечания: 1. Для сталей с индексом А удлинение факультативно.
2. Для марок 35 ХЮА и 35 ХМЮА приведенные механические свойства являются ориентировочными.
3. Приведенные нормы для относительного удлинения и сжатия распространяются на прокат толщиной от 8 до 50 мм. При испытании проката толщиной более 50 мм допускается понижение относительного удлинения и сжатия на 10% от норм, указанных в таблице.

Марки сталей, применяемых при изготовлении деталей мотоцикла АМ-600, подвергающихся термической обработке

№ по пор.	Наименование детали	Марка стали	Стандарт	Термическая обработка	Глубина цементации мм	Твердость готовой детали по Роквеллу R _C
Двигатель						
1	Палец кривошипа	12ХН3	ОСТ 7124	Цементация, закалка	0,8—1,0	58—62
2	Шатун	40Х	То же	Закалка	—	24—28
3	Палец коренной правый	40ХН	"	"	—	30—35
4	Палец коренной левый	40ХН	"	"	—	30—35
5	Обойма подшипника шатуна	ШХ15	ОСТ 5235	"	—	60—63
6	Ролик подшипника шатуна	То же	То же	"	—	60—63
7	Клапан выхлопной	Сильхром. Ст. Т.	Гутап	"	—	35—40
8	Клапан всасывающий	То же	"	"	—	35—40
9	Шестерня цепная	Э-10	Электросталь	"	—	40—45
10	Втулка толкателя	20Х	ОСТ 7124	Цементация, закалка	0,8—1,0	58—62
11	Ось кулачковых шестерен	20Х	То же	То же	0,8—1,0	58—62
12	Ось промежуточной шестерни	20Х	"	"	0,8—1,0	58—62
13	Валик масляного насоса	20Х	"	"	0,7—0,9	58—62
14	Толкатель	20ХН	"	"	0,6—0,8	55—60
15	Шестерня распределения ведущая	20ХН	"	"	0,5—0,7	55—60
16	Шестерня кулачковая выхлопа	20ХН	"	"	0,5—0,7	55—60
17	Шестерня кулачковая всасывания	20ХН	"	"	0,5—0,7	55—60
18	Шестерня маглино	20ХН	"	"	0,5—0,7	55—60
19	Храповик	20ХН	"	"	0,5—0,7	55—60
20	Валик рифленый	20ХН	"	"	0,7—0,9	58—62
21	Палец поршня	20ХН	"	"	0,8—1,0	58—62

№ по пор.	Наименование детали	Марка стали	Стандарт	Термическая обработка	Глубина цементации мм	Твердость готовой детали по Роквеллу Rc
1	2	3	4	5	6	7
22	Гайка пальца кривошипа	35	ОСТ 7123	Закалка	—	25—30
23	Кольца упорные промежуточной шестерни	35	То же	"	—	30—35
24	Втулка осей шестерен распределения	35	"	"	—	30—35
25	Муфта соединительная	35	"	"	—	30—35
26	Чека клапана	35	"	Цианирование	—	—
27	Болт головки цилиндра	35	"	Закалка	—	25—30
28	Гайка коренного пальца	35	"	"	—	30—35
29	Втулка шестерни	20	"	Цианирование	—	—
30	Втулка валика масляного насоса	20	"	Цементация, закалка	0,7—0,9	55—60
31	Шпонка пальца кривошипа	20	"	Цианирование	—	—
32	Кольцо упорное	20	"	Цементация, закалка	0,6—0,8	55—60
33	Шпонка ведущей шестерни	20	"	Цианирование	—	—
34	Шестерня промежуточная	20	"	Цементация, закалка	0,5—0,7	55—60
35	Контакт маслопровода наружный	20	"	Цианирование	—	—
36	Шпонка шестерни масляного насоса	20	"	"	—	—
37	Клапан насоса (редукционный)	20	"	"	—	—
38	Шестерня масляного насоса ведомая	20	"	Цементация, закалка	0,3—0,5	—
39	Шестерня масляного насоса ведущая	20	"	То же	0,3—0,5	—
40	Шайба упорная пружины	20	"	Цианирование	—	—

№ по пор.	Наименование детали	Марка стали	Стандарт	Термическая обработка	Глубина цементации мм	Твердость готовой детали по Роквеллу Rc
1	2	3	4	5	6	7
41	Кулачок декомпрессора	20	ОСТ 7123	Цианирование на глуб. 0,3—0,5	—	—
42	Головка толкателя	20	То же	Цементация, закалка	0,8—1,0	58—62
Коробка передач						
43	Валик переключения	20ХН	ОСТ 7124	Цементация, закалка	0,5—0,7	55—60
44	Храповик стартера	20ХН	То же	То же	0,5—0,7	55—60
45	Втулка кик-стартера	20ХН	"	"	0,5—0,7	55—60
46	Муфта переключения	20ХН	"	"	0,7—0,9	55—60
47	Вилка переключения	20ХН	"	"	0,7—0,9	55—60
48	Валик промежуточный	20ХН	"	"	0,7—0,9	58—62
49	Валик главный	20ХН	"	"	0,7—0,9	58—62
50	Шестерня ведущая	12ХН3	"	"	0,7—0,9	58—62
51	Шестерня кулачковая	12ХН3	"	"	0,7—0,9	58—62
52	Шестерня главного вала двойная	12ХН3	"	"	0,7—0,9	58—62
53	Шестерня промежуточного вала двойная	12ХН3	"	"	0,7—0,9	58—52
54	Шестерня первой передачи	12ХН3	"	"	0,7—0,9	58—62
55	Сектор переключения	12ХН3	"	"	0,5—0,7	55—60
56	Втулка сцепления ведущая	12ХН3	"	"	0,7—0,9	60—63
57	Кольцо шарикоподшипника	12ХН3	"	"	0,7—0,9	60—63
58	Шестерня стартера	40ХН	"	Закалка	—	47—49
59	Сектор кик-стартера	40ХН	"	"	—	47—49
60	Обойма шарикоподшипника	ШХ15	ОСТ 5235	"	—	60—63
61	Палец кик-стартера	35	ОСТ 7123	"	—	25—30
62	Штифт рычага кик-стартера	35	То же	"	—	25—30

№ по пор.	Наименование детали	Марка стали	Стандарт	Термическая обработка	Глубина цементации м.м	Твердость готовой детали по Роквеллу Rc
1	2	3	4	5	6	7
63	Диск ведомый фасонный	35	ОСТ 7123	Закалка	—	30—35
64	Диск ведущий	35	"	"	—	30—35
65	Диск ведомый	35	"	"	—	30—35
66	Втулка валика переключения	20	"	Цементация, закалка	0,5—0,7	55—60
67	Штифт вилки переключения	20	"	"	0,5—0,7	55—60
68	Втулка валика переключения	20	"	"	0,5—0,7	55—60
69	Втулка сектора переключения	20	"	"	0,5—0,7	55—60
70	Фиксатор	20	"	"	0,5—0,7	55—60
71	Гайка нажимная	20	"	Цианирование	—	—
72	Рычаг выключения сцепления	20	"	"	—	—
73	Гайка кольцевая	20	"	"	—	—
74	Стержень выключения сцепления	20	"	"	—	—
75	Упор чашки выключения сцепления	20	"	"	—	—
Передняя вилка						
76	Чашка подшипника верхняя	20ХН	ОСТ 7124	Цементация, закалка	0,7—0,9	58—62
77	Чашка подшипника нижняя	ШХ15	ОСТ 5235	Закалка	—	50—60
78	Чашка подшипника внутренняя	ШХ15	То же	"	—	50—60
79	Пружина демпфера	40	ОСТ 7123	"	—	30—35
80	Пружина амортизатора	40	То же	"	—	30—35
81	Гайка нажимная амортизатора	35	"	"	—	25—30
82	Шайба ведущая	20	"	Цианирование	—	—
83	Шайба демпфера	20	"	"	—	—

№ по пор.	Наименование детали	Марка стали	Стандарт	Термическая обработка	Глубина цементации м.м	Твердость готовой детали по Роквеллу Rc
1	2	3	4	5	6	7
Колесо и тормоз						
84	Втулка среднего тормозного диска	35	ОСТ 7123	Закалка	—	25—30
85	Втулка разжимного кулака	35	То же	"	—	25—30
86	Ось тормозных колодок	35	"	"	—	25—30
87	Рычаг разжимного кулачка переднего тормоза	35	"	"	—	25—30
88	Палец, ведущ. передний	35	"	"	—	25—30
89	Ось переднего тормоза	35	"	"	—	25—30
90	Гайка оси тормоза	35	"	"	—	25—30
91	Ось переднего колеса	35	"	"	—	25—30
92	Гайка оси	35	"	"	—	25—30
93	Втулка заднего тормозного диска	35	"	"	—	25—30
94	Рычаг разжимного кулака заднего тормоза	35	"	"	—	25—30
95	Палец ведущий задний	35	"	"	—	25—30
96	Ось заднего тормоза	35	"	"	—	25—30
97	Ось заднего колеса	35	"	"	—	25—30
98	Шпилька рычага заднего тормоза	35	"	"	—	25—30
99	Кулачок разжимной тормоза	20	"	Цементация, закалка	0,5—0,7	55—60
100	Кольцо распорное малое	20	"	Цианирование на глуб. 0,2—0,3	—	—
101	Кольцо распорное большое	20	"	Цианирование на глуб. 0,3—0,4	—	—
102	Втулка шарнира тормозной тяги	20	"	Цианирование на глуб. 0,2—0,3	—	—
103	Кольцо распорное заднего тормоза малое	20	"	Цианирование на глуб. 0,3—0,4	—	—
104	Кольцо распорное заднего тормоза, большое	20	"	Цианирование на глуб. 0,3—0,4	—	—

Покрышки для пневматических шин мотоциклов

(по ОСТ — 7471
НКТП — 577)

Взамен ОСТ 1365

Утвержден КС НКТП 17 сентября 1934 г. Срок введения 1 ноября 1934 г.

А. ОПРЕДЕЛЕНИЕ

Покрышка представляет собой наружную покрывающую часть автомобильной или мотоциклетной пневматической шины; она при помощи бортов удерживается на ободе и защищает внутреннюю часть шины (авто-мотокамеры) от непосредственного воздействия дороги, принимая его на себя.

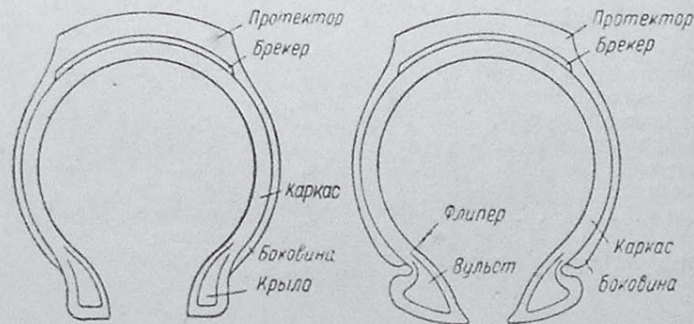
Б. КЛАССИФИКАЦИЯ

1. Покрышки выпускаются следующих типов:

- 1) по конструкции обода: прямобортные и клинчерные (бортовые);
- 2) по размерам и назначению на машины: грузовые и автобусные; для легковых машин и мотоциклетные;
- 3) по внутреннему давлению воздуха в камере: высокого давления и баллоны.

2. По количеству и характеру внешних пороков покрышки подразделяются на 3 сорта: 1-й, 2-й и 3-й.

В. ТЕХНИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ



1. Описание построения

Мотопокрышка строится из нескольких слоев специальной прорезиненной ткани „корд“ (с редким или слабым утком или без него), образующих основу покрышки — „каркас“. В каркасе слои располагаются перекрестно. Кромки слоев заворачиваются вокруг крыльев, имеющих или резиновый сердечник или несколько проволочных тросов или плетенок, обложенных резиной и обернутых тканью. Кромки этой ткани образуют концы, проходящие между слоями корда на некоторое расстояние в каркас. Этим увеличивается надежность связи крыльев с каркасом.

Со стороны беговой части покрышки на каркас накладывается брекер, представляющий собой 1 или 2 слоя прорезиненной ткани (корд, брекер или специальная ткань) с двух- или односторонней резиновой накладкой или же одну резиновую прокладку без ткани.

Снаружи покрышка имеет покрывную резину, делящуюся на протектор (беговая часть) и боковины, принимающие непосредственно на себя внешние воздействия.

2. Размеры

Мотопокрышки выпускаются следующих размеров:

Таблица размеров шин и ободов

Торговое обозначение	Вид	Размер обода в дюймах		Число слоев	Максимальная нагрузка кг	Внутреннее давление ат
		профиль	диаметр			
Мотопокрышки	Клинчерн.					
20 × 2,5"	•	2 1/2	21	4	150	3,00
26 × 3	•	3	20	4	150	2,75
27 × 3,5*	•	3	20	4	225	3,00
28 × 3	•	3	22	4	150	2,75
26 × 3,25*	•	—	—	4	125	1,75
25 × 3,85	•	—	—	4	175	1,75
27 × 3,85	•	—	—	4	175	1,75
4,00—18" (26 × 4,00)	Прямобортн.	2,15 В	18	4	200	2,00
4,00—19" (27 × 4,00)	"	2,15 В	19	4	200	2,00
4,40—19" (27 × 4,40)	"	2,15 В	19	4	300	2,25

Примечание. Размеры покрышек, отмеченные звездочками (*), допускаются к изготовлению временно, впредь до износа соответствующих автомобилей, дальнейший ввоз которых и изготовление в СССР не допускаются.

3. Конструктивные требования

1. Профиль покрышки и распределение материала в ней (в разрезе профиля) должны быть симметричны.

2. Кромки завернутых слоев корда и тканевых ленточек должны располагаться симметрично, оканчиваясь на обеих сторонах на одной высоте от оснований бортов.

3. На профиле покрышки, вырезанном в любом месте, в расположении слоев корда не должно быть складок и извилистостей.

4. Кромки слоев корда должны быть завернуты вокруг крыла в обоих бортах одинаково; сердечник борта должен располагаться концентрично по отношению к основанию борта.

5. Внешние очертания борта покрышки должны соответствовать профилю обода.

6. Слои корда располагаются так, чтобы нити двух соседних слоев перекрещивались.

Камеры для пневматических шин мотоциклов

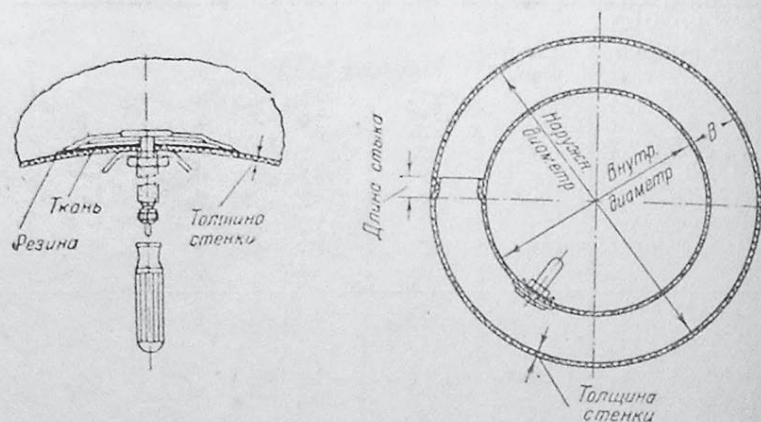
(дюрновые, для плоского обода)

(по ОСТ 7472)

А. ОПРЕДЕЛЕНИЕ

Камерой для пневматических шин автомобилей и мотоциклов является резиновая трубка кольцевой формы со склеенными внахлестку концами, так называемой стыковой частью, и имеющая автоматический воздушный клапан, называемый вентилем; позволяющий наполнять воздухом и регулировать воздушное давление в камере.

Б. ТЕХНИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ



№ по порядку	Торговое обозначение камер	Длина сложенной пополам камеры по внутр. окружности м.м	Ширина плоско-сложенной камеры м.м	Двойная толщина стенок камеры м.м	Длина стыка не менее м.м	Объем резины камер не менее см ³
Размер и объем резины мотокамер						
1	26 × 2½	870	89	2,8	20	395
2	26 × 3	840	89	2,8	20	395
3	27 × 3½*	840	108	2,8	20	400
4	28 × 3	910	89	2,8	20	425
5	26 × 325	840	89	2,8	20	395
6	25 × 385*	745	119	2,8	20	500
7	27 × 385	835	119	2,8	20	565
8	26 × 400*	750	119	2,8	20	435
9	27 × 400	785	119	2,8	20	455
10	27 × 40	825	124	2,9	30	670

Примечание. Размеры камер, отмеченные звездочкой (*), допускаются к изготовлению временно, впредь до износа соответствующих автомобилей, дальнейший ввоз которых и изготовление в СССР не производится.

Мотоциклетные пневматики

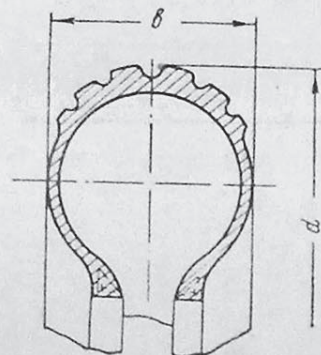
(по каталогу Главрезины 1938 г.)

Обозначение в дюймах		Диаметр обода		Допустимая нагрузка на колесо кг	Внутреннее давление ат
новое	прежнее	дм.	мм		
Прямобортные низкого давления (баллоны)					
4,00—19	27 × 4,00	19	—	{ 125 200 250	{ 1,5 1,75 2,0
4,40—19	27 × 4,40	19	—	{ 150 225 300	{ 1,5 1,75 2,0
4,40—19	26 × 4,40	18	—		
4,50—18	27 × 4,50	18	—		
Клинерные (бортовые) низкого давления (баллоны)					
	26 × 3,25	20	—	{ 100 125 150	{ 1,25 1,5 1,75
	25 × 3,85	18	—	{ 125 175 225	{ 1,5 1,75 2,0
	27 × 3,85	20	—		
Клинерные (бортовые) высокого давления					
	26 × 2½	21	535	{ 75 100 150	{ 2,25 2,5 3,0
	26 × 3	20	508		
	28 × 3	22	560		
	27 × 3½	20	508	{ 150 225 300	{ 2,5 3,0 3,5

Прямобортные покрышки (на глубокие обода) для мотоциклов и мотоприцепов

Габаритные размеры и обозначения

(Проект общесоюзного стандарта)



Обозначения (маркировка)	Габаритные размеры		Длина пути колеса, за один оборот при норм. нагрузке и норм. давл. возд. в шинах \approx мм	На обода по ОСТ	Для дорожных мотоциклов класса см ³
	<i>d</i> мм	<i>b</i> мм			
70-484 (2,75×19")	638 ^{±4}	70 ^{±4}	1960	B 40,5-484	до 175
76-484 (3,00×19")	650 ^{±4}	76 ^{±4}	2000	B 47-484	от 175 до 250
85-484 (3,25×19")	670 ^{±4}	85 ^{±4}	2050	B 47-484	от 250 до 350
90-484 (3,50×19")	678 ^{±4}	90 ^{±4}	2080	B 47-484 B 55-484	от 350 до 500
102-484 (4,00×19")	703 ^{±4}	102 ^{±4}	2170	B 55-484	500 и выше

1. Настоящий стандарт относится к покрышкам с нормальным дорожным протектором.

2. Маркировка покрышек метрическая и в скобках дюймовая, принятая в большинстве стран на ближайшие 5 лет, обязательна.

3. Размеры *d* и *b* относятся к неработавшим покрышкам, монтированным на соответствующий обод и накаченным до давл. 2 ат. Это давление установлено исключительно для контроля размеров *d* и *b* покрышек. Эксплуатационное давление и максимально допустимые нагрузки устанавливаются для каждого размера шин заводом-изготовителем.

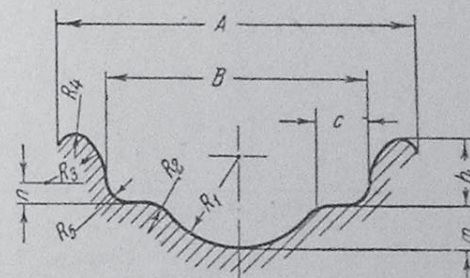
4. Распределение размеров шин относительно классов мотоциклов приведено в стандарте для начальной ориентировки при проектировании мотоциклов и не является обязательным в случаях, когда допустимая для данного размера шины нагрузка окажется недостаточной или излишне большой.

5. При расчете нагрузки на шины мотоцикла и мотоприцепа вес водителя или пассажира следует принимать = 70 кг.

Глубокие обода (для прямобортных покрышек) для мотоциклов и мотоприцепов

(Проект общесоюзного стандарта)

1. Профили

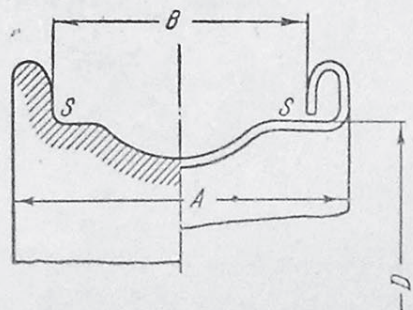


Услови. обознач. профиля	<i>B</i>	<i>h</i>	<i>m</i>	<i>A</i>	<i>C</i>	<i>P</i> ₁	<i>P</i> ₂	<i>n</i>	<i>R</i> ₃	<i>R</i> ₄	<i>R</i> ₅
	в миллиметрах										
B 40,5	40,5 ^{±0,5}	12 ^{±0,5}	8 ^{±0,5}	58,5 ^{±0,5}	7,5 ^{±0,5}	14	5	4,5	8	3	2 не более
B 47	47 ^{±0,5}	14 ^{±0,5}	9 ^{±0,5}	68 ^{±0,5}	9 ^{±0,5}	16	6	3,5	12,5	3,5	3 не более
B 55	55 ^{±0,5}	14 ^{±0,5}	9 ^{±0,5}	76 ^{±0,5}	11,5 ^{±0,5}	19	7	3,5	12,5	3,5	3 не более

1. Размеры относятся к готовым ободам, имеющим окончательное покрытие (никелир., хромир., лакир. и т. п.), выполненное согласно соответствующим техническим условиям.

2. Размеры независимы от примененного для изготовления ободов материала.

2. Обозначения и основные размеры



Обозначения (маркировка)	Основные размеры			Длина окруж. посадочной по- верхности обода диам. D
	Ширина зевы обода B	Диаметр посадочн. поверхн. D	Ширина обода A	
в миллиметрах				
$B\ 40,5-484$ (1,6-19)	40,5	484	58,5	$1521^{+1,5}_{-1,0}$
$B\ 47-484$ (1,85-19)	47	484	68	$1521^{+1,5}_{-1,0}$
$B\ 55-484$ (2,15-19)	55	484	76	$1521^{+1,5}_{-1,0}$

1. Маркировка обода обязательна для всех ободов мотоциклов и мотоприцепов, изготовленных в СССР независимо от примененного для их изготовления материала. Американские обозначения показаны в скобках; можно не маркировать.

2. Основные размеры относятся к готовым ободам, имеющим окончательное покрытие (никелир, хром, лакир, и т. п.) согласно соответствующим техническим условиям.

3. Эллиптичность посадочной поверхности SS допускается не более 1,5 мм.

4. Биение внутренних поверхностей бортов обода относительно плоскости симметрии обода допускается не более 1,5 мм.

5. Несимметричность профиля обода допускается не более 1,5 мм.

Обода для мотоциклов

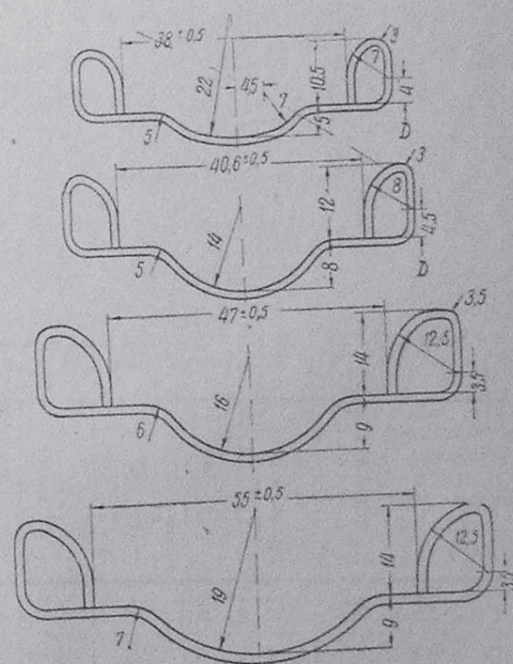
Иностранные стандарты

Французский стандарт

Бюро автомобильных норм (норма BNA 156, апрель 1932 г.)

Обода мотоциклетные для прямобортных покрышек

Тип	Диаметр опорных поверхностей бортов покрышек (номинальный размер) D	Развернутая длина тех же поверхностей D
WM. 0	484	1521
	(535)	(1681)
WM. 1	484	1521
	535	1681
WM. 2	484	1521
	(510)	(1631)
WM. 3	535	1681
	484	1521
	535	1681



Размеров, поставленных в скобки (), избегать.

Согласовано с официальными нормами:

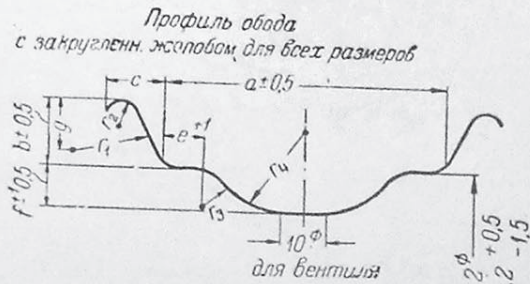
Английскими: Norme SMMT, IAE 132 (июль 1926), и BCMMT 17-17A (август 1929).

Германскими: Norme FAKRA, KfW 125 (июль 1928).

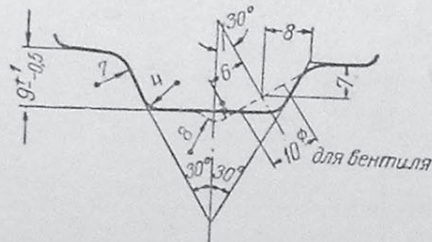
Обода для мотоциклов
Иностранные стандарты

ДК 629.118.5.012.61.

Германские нормы
Глубокие обода для мотоциклов
(по DIN Kг 4411)
(июль 1934 г.). Взамен DIN KгW 125



Трапециoidalный желоб
для обода 3T×19



Пример обозначения глубокого обода 2 1/2" диаметром 19":
Глубокий обод 2 1/2 × 19 Kг 4411
м.м.

Обозначение обода: Ширина обода × диаметр дюймы	Ширина обода a, допуск + 0,5	Высота закраин b, допуск + 0,5	c min	e + 1	f + 1 - 0,5	g	r ₁	r ₂	r ₃	r ₄
2 1/4 × 19	40,5	12	9	5	7,5	7,5	8	3	5,5	14
2 1/2 × 19	47	14	10,5	6	9	10,5	12,5	3,5	6	15
3R × 19 ¹⁾	55	14	10,5	7,5	9	10,5	12,5	3,5	7	19
3T × 19 ²⁾	55	14	10,5	7,5	9	10,5	12,5	3,5	7	19

1) R — обозначение закругленного желоба.

2) T — обозначение трапециoidalного желоба.

Покрытие: эмаль.

Материал: литая сталь.

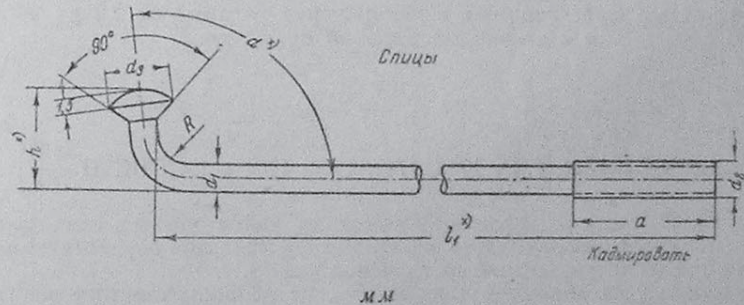
На готовых колесах отклонение по диаметру допускается не более 1,5 мм, отклонение по внутренней плоскости закраин не более 2 мм.

Разрывающие усилия боуденовских тросов

Диаметр троса дм. . .	0,06	0,075	0,085	0,105	0,108	0,135	0,162	0,182
Диаметр троса мм . .	1,52	1,90	2,15	2,70	2,74	3,42	4,11	4,63
Разрывное усилие кг .	300	450	660	790	725	1090	1560	1660
Диаметр троса дм. . .	0,036	0,045	0,045	0,02	0,039	0,06	0,075	0,108
Диаметр троса мм . .	0,91	1,10	1,10	0,5	0,99	1,52	1,90	2,74
Разрывное усилие кг .	120	145	155	30	90	120	175	310

Таблица 33

Спицы и nipples для колес мотоциклов
Основные размеры и обозначения
(Проект общесоюзного стандарта)



Обознач.	d ₁	d ₂	d ₃	R	a
C1	2,5	M3 × 0,5	5	2,5	14
C2	3,5	M4 × 0,7	6,5	3,5	17
C3	4	M4,5 × 0,7	7,5	4	17

1) Размеры α, h и l₁ — стандартом не нормируются.

2) Резьба по ОСТ-94. Накатная.

3) Спица C₃ предусматривается для мотоциклов тяжелого типа 750+1200 см³.

4. Гайки чистые изготавливаются из автоматной стали по ОСТ/НКТП 2069, а также из стали по ОСТ/НКТП 7123, 7124 и 2897.

5. Резьба в чистых гайках изготавливается по ОСТ/НКТП 94, 32, 1260, 271 и 272 по 2-му и 3-му классам точности по ОСТ 1251, 1252, 1254, 1255, 1256, 1261, 1262, по указанию заказчика.

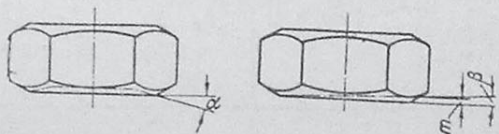
Примечание. Для заводов: московского автомобильного им. Сталина и горьковского им. Молотова, а также при заказах на запчасти для тракторов и автомобилей как указанных заводов, так и иностранных марок допускается изготавливать гайки с американской нормализованной резьбой (USST) и с американской автомобильной резьбой (SAE).

6. Резьба не должна иметь рванин и заусенцев и должна быть раззенкована в приеме под углом 120°.

7. Опорные поверхности гаек должны быть перпендикулярны к оси нарезанного отверстия.

8. Допускаются:

а) вогнутость опорной поверхности не свыше 2° (угол α); вогнутость измеряется центральным углом α , образуемым торцевой рабочей поверхностью гайки с поверхностью, перпендикулярной оси гайки;



б) неперпендикулярность торцевой поверхности к оси нарезанного отверстия 1° (угол β);

в) притупленность одного из углов гайки с тем, чтобы расстояние от этого до диаметрально противоположного угла было уменьшено не свыше 30% от теоретической величины.

9. Механические качества гаек и способ их испытания устанавливаются в каждом отдельном случае по договоренности между поставщиком и заказчиком.

10. Чистая гайка не должна иметь трещин, граней с глубокими рисками, пленами, раковинами, закатами и другими наружными пороками, связанными с внешним видом поверхности чисто тянутого металла, из которого изготавливаются гайки.

Опорные поверхности должны быть ровными, гладкими и не иметь заусенцев.

Следы чистового реза допускаются.

Не допускаются на поверхности гайки следы несмываемой ржавчины и в случае термической обработки, — отслаивающейся окислы.

Тонкий слой окислы, меняющий окраску изделия и являющийся следствием термической обработки, допускается.

11. Оси сопряженных прорезей корончатых гаек должны находиться на одной линии, пересекающей ось отверстия.

12. По особому требованию гайки подвергаются испытанию на сплющивание в холодном состоянии ударами по боковой грани до уменьшения поперечного размера на 20% без признаков разрушения.

Гайки полуступенчатые с метрической резьбой от 6 до 48 мм и с дюймовой резьбой от 1/4 до 2"

(по ОСТ/НКТП 3311)

(Взамен ОСТ 1748, 1749, 1752, 1753 и 8134)

Настоящий стандарт распространяется на гайки холодной или горячей штамповки с резьбой и обточенными опорными поверхностями.

А. КЛАССИФИКАЦИЯ

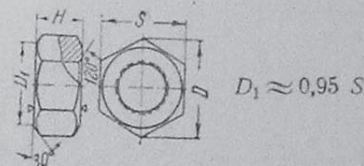
Гайки могут быть с резьбой метрической и дюймовой и по своему виду разделяются на:

- 1) шестигранные Ш;
- 2) шестигранные корончатые ШК.

Примечание. Гайки с дюймовой резьбой могут применяться лишь в качестве запасных деталей и не должны применяться при проектировании новых изделий.

Б. РАЗМЕРЫ И ДОПУСКИ

1. Гайки шестигранные



Диаметр резьбы		Размер „под ключ“ S мм		Высота H мм		D ≈ мм	Эксцентрисичность отверстия (смещение оси отверстия) мм
мм	дюйм.	номин. размер	доп. откл.	номин. размер	доп. откл.		
6	1/4	11	-0,4	5	-1,0	12,7	0,5
8	5/16	14	-0,4	6	-1,2	16,2	0,5
10	3/8	17	-0,4	8	-1,2	19,6	0,5
12	1/2	22	-0,5	10	-1,4	25,4	0,5
14	—	22	-0,5	10	-1,4	25,4	0,5
16	5/8	27	-0,5	12	-1,4	31,2	0,6
18	—	32	-0,6	14	-1,4	36,9	0,6
20	3/4	32	-0,6	16	-1,4	36,9	0,6
22	7/8	36	-1,0	18	-1,4	41,6	0,7
24	—	36	-1,0	20	-1,6	41,6	0,7
—	1	41	-1,0	20	-1,6	47,3	0,7
27	—	41	-1,0	22	-1,6	47,3	0,7
30	1 1/8	46	-1,0	24	-1,6	53,1	0,7
—	1 1/4	50	-1,0	25	-1,6	57,7	0,7
36	—	55	-1,2	28	-1,6	63,5	0,7
—	1 1/2	60	-1,2	30	-1,6	69,3	0,8
42	—	65	-1,2	35	-2,0	75,0	0,8
—	1 3/4	70	-1,2	35	-2,0	80,8	0,8
48	—	75	-1,2	40	-2,0	86,5	0,8
—	2	80	-1,2	40	-2,0	92,4	0,8

Примечание. Полуцистые гайки для болтов диаметром до 16 мм — 5/8" включительно, полученные холодной штамповкой, допускается изготовлять без отточки торцевых поверхностей при условии, что эти поверхности ровные.

В этом случае допуски по высоте гайки устанавливаются в пределах допусков для черных гаек.

Пример обозначения гайки:

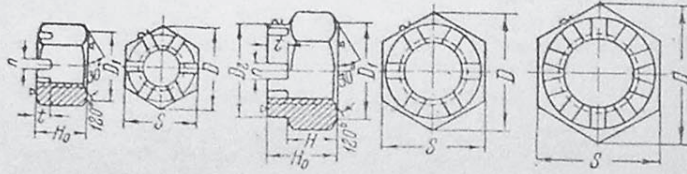
для болта 20 мм: Гайка М 20 Ш ОСТ/НКТП 3311

для болта 3/4": Гайка 3/4 Ш ОСТ/НКТП 3311

2. Гайки шестигранные корончатые

Для гаек диаметром от 6 мм (1/4") до 10 мм (3/8")

Для гаек диаметром от 12 мм (1/2") до 48 мм (2")



Диаметр резьбы	Размер "под ключ" S мм		Высота H0 мм		Эксцентрисичность отверстия (смещение оси отверстия) D мм	Высота H мм	Диаметр венчика D2		Ширина шлица л мм	Глубина шлица t мм		Смещение оси шлица мм	Шлицит. мм		
	номинал.	доп. откл.	номинал.	доп. откл.			номинал.	доп. откл.		номинал.	доп. откл.			номинал.	доп. откл.
6	11	-0,4	8	-1,2	12,7	0,5	—	—	6	2	+0,3	3	+0,7	0,2	1,5×15
8	14	-0,4	9	-1,2	16,2	0,5	—	—	6	2,5	+0,3	3,5	+0,7	0,2	2×20
10	17	-0,4	12	-1,4	19,6	0,5	—	—	6	3,0	+0,3	4	+0,7	0,2	2,5×25
12	22	-0,5	15	-1,6	25,4	0,6	10	-1,4	20	3,5	+0,4	5	+0,7	0,25	3×30
14	22	-0,5	15	-1,6	25,4	0,7	10	-1,4	20	3,5	+0,4	5	+0,7	0,25	3×30
16	27	-0,5	18	-1,6	31,2	0,8	12	-1,4	25	4,5	+0,4	6	+0,9	0,3	4×35
18	32	-0,6	20	-1,6	36,9	0,8	14	-1,4	30	4,5	+0,4	6	+0,9	0,3	4×40
20	32	-0,6	20	-1,6	36,9	0,8	16	-1,4	30	4,5	+0,4	6	+0,9	0,3	4×40
22	36	-1,0	25	-1,6	41,6	0,8	18	-1,4	34	6	+0,5	7	+0,9	0,45	5×45
24	36	-1,0	27	-1,8	41,6	0,9	20	-1,6	34	6	+0,5	7	+0,9	0,45	5×45
27	41	-1,0	28	-1,8	47,3	0,9	20	-1,6	38	6	+0,5	8	+0,9	0,45	5×50
27	41	-1,0	30	-1,8	47,3	0,9	22	-1,6	38	6	+0,5	8	+0,9	0,45	5×50
30	46	-1,0	32	-2,0	53,1	1,0	23	-1,6	42	7	+0,5	9	+0,9	0,45	6×60
36	50	-1,0	35	-2,0	57,7	1,0	25	-1,6	46	7	+0,5	10	+0,9	0,45	6×60
36	55	-1,2	38	-2,0	63,5	1,0	28	-1,6	50	7	+0,5	10	+0,9	0,45	6×70
—	60	-1,2	42	-2,5	69,3	1,0	30	-1,6	55	9	+0,6	12	+1,0	0,5	8×70
42	65	-1,2	46	-2,5	75,0	1,0	34	-2,0	55	9	+0,6	12	+1,0	0,5	8×80
—	70	-1,2	46	-2,5	80,8	1,0	34	-2,0	62	9	+0,6	12	+1,0	0,5	8×80
48	75	-1,2	52	-3,0	86,5	1,0	40	-2,0	65	9	+0,6	12	+1,0	0,5	8×90
—	80	-1,2	52	-3,0	92,4	1,0	40	-2,0	70	9	+0,6	12	+1,0	0,5	8×90

Примечание. Шлицы в гайках могут быть прямоугольного сечения или закругленными. В последнем случае радиус закругления может быть равен половине шлица либо быть менее половины шлица.

Пример обозначения гайки:

для болта 20 мм: Гайка М 20 ШК ОСТ/НКТП 3311

для болта 3/4": Гайка 3/4 ШК ОСТ/НКТП 3311

3. Вес гаек полуцистых шестигранных и шестигранных корончатых с метрической и дюймовой резьбой (уд. вес стали 7,85)

Вес 1000 шт. гаек, кг					
Диаметр резьбы мм	Гайки шестигранные	Гайки шестигранные корончатые	Диаметр резьбы дюйм.	Гайки шестигранные	Гайки шестигранные корончатые
6	3,209	4,353	1/4	3,168	4,319
8	6,016	7,653	3/16	6,090	7,766
10	11,57	15,16	1/8	11,94	15,58
12	25,42	30,34	3/8	24,77	29,56
14	22,75	27,10	1/2	43,81	52,51
16	43,14	51,72	3/4	80,64	95,34
18	73,02	88,38	7/8	110,6	129,9
20	76,79	90,83	1	157,9	183,1
22	110,8	130,1	1 1/8	237,8	265,6
24	114,5	132,5	1 1/4	286,7	338,9
27	162,8	188,5	1 1/2	494,7	643,0
30	228,2	254,4	1 3/4	792,6	837,9
36	377,7	420,7	2	1171,0	1282,0
42	664,5	693,8			
48	1017,0	1104,0			

В. ТЕХНИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ

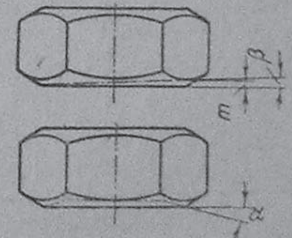
1. Гайки изготавливаются из стали по ОСТ/НКТП 4197.
- По особому заказу гайки могут изготавливаться из стали 10—45 по ОСТ 7123.
2. Резьба в гайках изготавливается по ОСТ/НКТП 32, 271 и 1260 по 2-му и 3-му классам точности с допусками по ОСТ 1251, 1252, 1254, 1255, 1256, 1261 и 1262, по указанию заказчика.

Примечание. Для заводов: московского автомобильного им. Сталина и горьковского им. Молотова, а также при заказе на запчасти для тракторов и автомобилей как указанных заводов, так и иностранных марок допускается изготавливать гайки с американской нормализованной резьбой (USST) и американской автомобильной резьбой (SAE).

3. Резьба должна быть нарезана чисто, без рванин.
4. Первая нитка не должна быть повреждена от отточки.
5. Торцевые поверхности гаек должны быть перпендикулярны к оси нарезного отверстия.
- Неперпендикулярность торцевых поверхностей гаек к оси нарезного отверстия допускается в пределах 2° (угол β).

6. Допускаются:

- а) наличие вогнутых торцевых поверхностей не выше 3° (вогнутость торцевой поверхности измеряется центральным углом α, образованным конусной торцевой поверхностью с поверхностью, перпендикулярной к оси гайки);



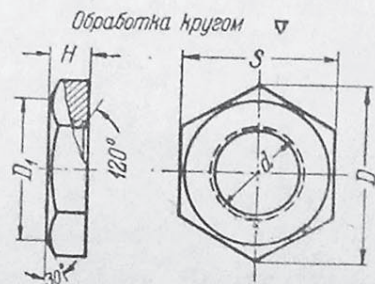
- б) на гайках до 16 мм (5/8") наличие одной фаски;
- в) обгорание поверхностей при горячей прессовке и местные срезы металла на боковых гранях при холодной вырубке, не выходящие наружные размеры за пределы допусков, по ОСТ/НКТП 3745;

г) притупленность одного из углов гайки с тем, чтобы расстояние от этого до диаметрально противоположного угла было уменьшено не свыше 50% от теоретической величины.

7. На наружной поверхности гаек не должно быть заусенцев от штамповки.
8. Оси сопряженных прорезей корончатых гаек должны находиться на одной линии, проходящей через ось отверстия болта.
9. По особому требованию заказчика гайки подвергаются испытанию на сплющивание в холодном состоянии ударом по боковой грани до уменьшения поперечного размера на 20% без признаков трещин.

Гайки низкие чистые шестигранные с одной фаской с резьбой дюймовой метрической и метрической 1-й мелкой

(по ОСТ 7837
НКТП 821)



Пример обозначения однофасочной гайки

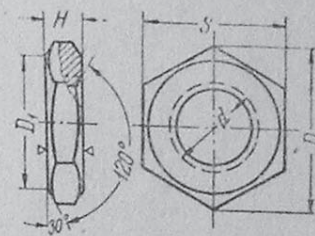
М 10: Гайка низкая чистая $10 \times 1,5$ $\frac{\text{ОСТ } 7837}{\text{НКТП } 821}$
 $\frac{3}{8}$ " : Гайка низкая чистая $\frac{3}{8}$ " $\frac{\text{ОСТ } 7837}{\text{НКТП } 821}$
 1М 10 \times 1: Гайка низкая чистая 10×1 $\frac{\text{ОСТ } 7837}{\text{НКТП } 821}$
 мм

Диаметры резьбы по ОСТ:			Размер „под ключ“		H	D ≈	D ₁ ≈
1260	32	271	S _{ном} = S _{наиб}	S _{наим}			
1/4"	6	6 × 0,75	11	10,8	4	12,7	10,5
5/16"	8	8 × 1	14	13,8	5	16,2	13,5
3/8"	10	10 × 1	17	16,8	6	19,6	16,5
1/2"	12	12 × 1,25	22	21,75	7	25,4	21
—	14	14 × 1,5	22	21,75	8	31,2	26
5/8"	16	16 × 1,5	27	26,75	9	36,9	31
—	18	18 × 1,5	32	31,7	10	41,6	34
3/4"	20	20 × 1,5	36	35,7	12	47,3	39
7/8"	22	22 × 1,5	41	40,7	12	53,1	44
—	24	24 × 2	46	45,7	14	57,7	48
1"	27	27 × 2	50	49,7	14	63,5	53
1 1/8"	30	30 × 2	55	54,6	16	69,3	57
1 1/4"	—	33 × 2	60	59,6	16	75	62
—	36	36 × 3	65	64,6	18	80,8	67
1 1/2"	—	39 × 3	70	69,6	18	86,5	72
—	42	42 × 3	75	74,6	20	92,4	77
1 3/4"	—	45 × 3	80	79,6			
—	48	48 × 3					
2"	—	—					

Материал: сталь

Гайки низкие полуцистые шестигранные с двумя фасками с резьбой дюймовой, метрической и метрической 1-й мелкой

(по ОСТ 7838
НКТП 822)



Пример обозначения двухфасочной гайки

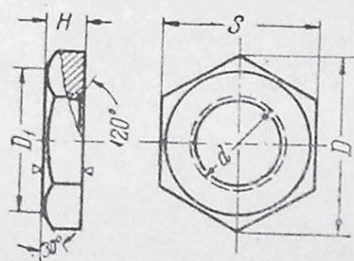
М 10: Гайка низкая полуцистая $10 \times 1,5$ $\frac{\text{ОСТ } 7838}{\text{НКТП } 822}$
 $\frac{3}{8}$ " : Гайка низкая полуцистая $\frac{3}{8}$ " $\frac{\text{ОСТ } 7838}{\text{НКТП } 822}$
 1М 10 \times 1: Гайка низкая полуцистая 10×1 $\frac{\text{ОСТ } 7838}{\text{НКТП } 822}$

Диаметры резьбы по ОСТ:			Размер „под ключ“		H	D ≈	D ₁ ≈
1260	32	271	S _{ном} = S _{наиб}	S _{наим}			
1/4"	6	6 × 0,75	11	10,6	4	12,7	10,5
5/16"	8	8 × 1	14	13,5	5	16,2	13,5
3/8"	10	10 × 1	17	16,5	6	19,5	16,5
1/2"	12	12 × 1,25	22	21,4	7	25,4	21
—	14	14 × 1,5	22	21,4	8	31,2	26
5/8"	16	16 × 1,5	27	26,4	9	36,9	31
—	18	18 × 1,5	32	31,4	10	41,6	34
3/4"	20	20 × 1,5	36	35,2	12	47,3	39
7/8"	22	22 × 1,5	41	40,2	12	53,1	44
—	24	24 × 2	46	45,2	14	57,7	48
1"	27	27 × 2	50	49,2	14	63,5	53
1 1/8"	30	30 × 2	55	54,0	16	69,3	57
1 1/4"	—	33 × 2	60	59,0	16	75	62
—	36	36 × 3	65	64,0	18	80,8	67
1 1/2"	—	39 × 3	70	69,0	18	86,5	72
—	42	42 × 3	75	74,0	20	92,4	77
1 3/4"	—	45 × 3	80	79,0			
—	48	48 × 3					
2"	—	—					

Материал: сталь

Гайки низкие полуцистые шестигранные с одной фаской с резьбой дюймовой, метрической и метрической 1-й мелкой

(по $\frac{ОСТ}{НКТП} - \frac{7839}{823}$)



Пример обозначения однофасочной гайки

M 10: Гайка низкая полуцистая 10 × 1,5 $\frac{ОСТ}{НКТП} - \frac{7839}{823}$

$\frac{3}{8}$ " : Гайка низкая полуцистая $\frac{3}{8}$ " $\frac{ОСТ}{НКТП} - \frac{7839}{823}$

1M 10 × 1: Гайка низкая полуцистая 10 × 1 $\frac{ОСТ}{НКТП} - \frac{7839}{823}$

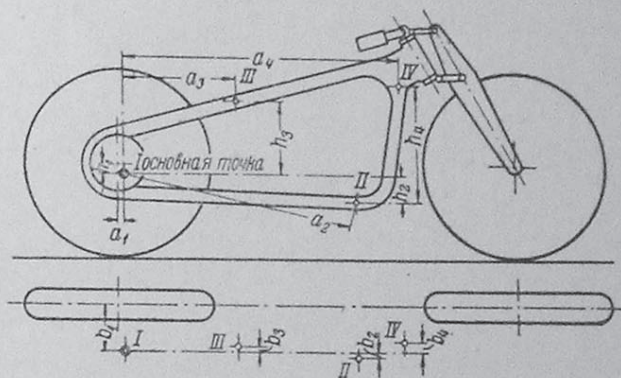
Диаметры резьбы по ОСТ:			Размер „под ключ“		H	D ≈	D ₁ ≈
1260	32	271	S _{ном} = S _{наиб}	S _{наим}			
$\frac{1}{4}$ "	6	6 × 0,75	11	10,6	4	12,7	10,5
$\frac{5}{16}$ "	8	8 × 1	14	13,5	5	16,2	13,5
$\frac{3}{8}$ "	10	10 × 1	17	16,5	6	19,5	16,5
$\frac{1}{2}$ "	12	12 × 1,25	22	21,4	7	25,4	21
—	14	14 × 1,5	—	—	8	31,2	26
$\frac{5}{8}$ "	16	16 × 1,5	27	26,4	—	—	—
—	18	18 × 1,5	32	31,4	9	36,9	31
$\frac{3}{4}$ "	20	20 × 1,5	—	—	10	41,6	34
$\frac{7}{8}$ "	22	22 × 1,5	36	35,2	—	—	—
—	24	24 × 2	41	40,2	12	47,3	39
1"	27	27 × 2	46	45,2	12	53,1	41
$\frac{11}{8}$ "	30	30 × 2	50	49,2	14	57,7	48
$\frac{11}{4}$ "	—	33 × 2	55	54,0	14	63,5	53
—	36	36 × 3	60	59,0	16	69,3	57
$\frac{11}{2}$ "	—	39 × 3	65	64,0	16	75	62
—	42	42 × 3	70	69,0	18	80,8	67
$\frac{13}{4}$ "	—	45 × 3	75	74,0	18	86,5	72
—	48	48 × 3	80	79,0	20	92,4	77
2"	—	—	—	—	—	—	—

Материал: сталь.

Присоединение боковых колясок к мотоциклам

Положение точек присоединения на мотоцикле

(по DIN Kг 4031, январь 1935 г.)



м.м.

Точка присоединения I			Точка присоединения II			Точка присоединения III			Точка присоединения IV		
номинал. размер	доп. откл. 1		номинал. размер	доп. откл. 1		номинал. размер	доп. откл. 1		номинал. разм.	доп. откл. 1	
a ₁	20	± 20	a ₂	808	—	a ₃	390	± 30	a ₄	960	± 25
b ₁	155	± 15	b ₂	15	—	b ₃	20	± 30	b ₄	35	± 30
h ₁	35	± 5 8	h ₂	90	± 10	h ₃	250	± 10	h ₄	400	± 10

Присоединение боковой коляски только с правой стороны мотоцикла.

Присоединение боковой коляски к мотоциклу и размеры деталей присоединения по DIN Kг 4033.

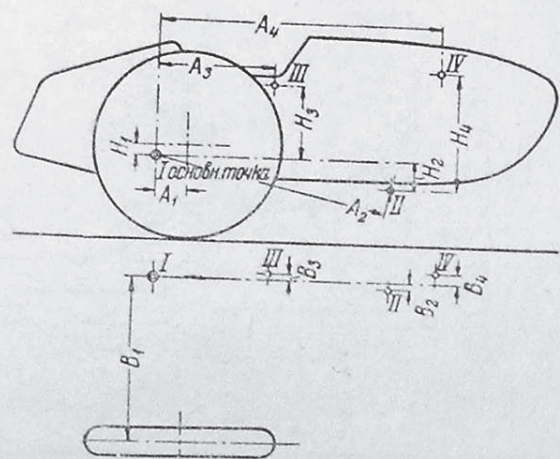
Присоединение боковой коляски к мотоциклу и расположение точек присоединения на коляске см. DIN Kг 4032.

Комиссия по стандартизации автомобильной индустрии
Объединение мотоциклетных заводов

¹ Указанные отклонения не являются производственными допусками, а служат отклонениями в размерах, допустимыми для мотоциклов различной конструкции.

Присоединение боковых колясок к мотоциклам

Положение точек присоединения на коляске
(по DIN Kг 4032, январь 1935)



М.М.

Точка присоединения I Основная точка	Точка присоединения II		Точка присоединения III		Точка присоединения IV						
	номин. разм.	доп. 1 откл.	номин. разм.	возм. перемещ.	номин. разм.	возм. перемещ.	номин. разм.	возм. перемещ.			
A ₁	100	± 60	A ₂	808	—	A ₃	390	± 35	A ₄	960	± 30
B ₁	900	± 10	B ₂	20	± 5	B ₃	20	± 35	B ₄	35	± 35
H ₁	35	—	H ₂	90	—	H ₃	250	± 15	H ₄	400	± 15

Присоединение боковой коляски только с правой стороны мотоцикла.

Боковая коляска может быть снабжена только тремя точками присоединения I, II и III (допустимый вариант).

Присоединение боковой коляски к мотоциклу и размеры деталей присоединения по DIN Kг 4033.

Присоединение боковой коляски к мотоциклу и расположение точек присоединения на мотоцикле по DIN Kг 4031.

Комиссия по стандартизации автомобильной индустрии
Объединение мотоциклетных заводов

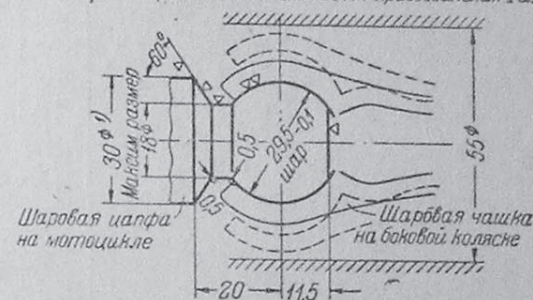
¹ Указанные отклонения не являются производственными допусками, а служат отклонениями в размерах, допустимыми для мотоциклов различной конструкции.

Присоединение боковых колясок к мотоциклу

Размеры деталей присоединения
(по DIN Kг 4033, январь 1935 г.)

Шаровое присоединение для точек присоединения I и II

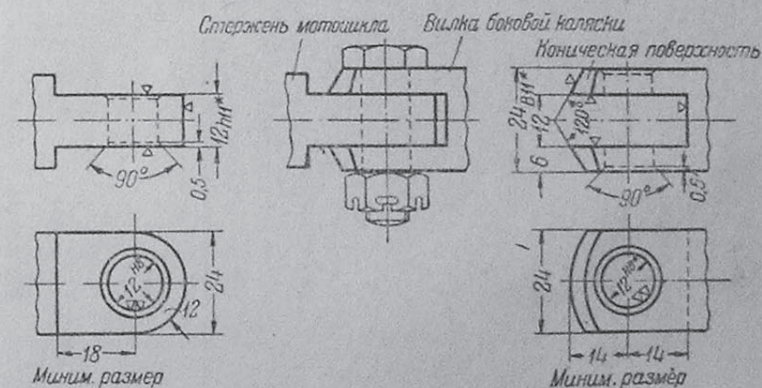
Шаровое присоединение для точек присоединения III и IV



Конструкция шаровой чашки на боковой коляске не нормализована. Присоединение должно разбираться в пределах цилиндрического пространства диаметром 55 мм.

Допускается круглое, квадратное сечение и т. д., заключающееся в пределах круга, имеющего диаметр 30 мм.

Вилочное присоединение для точек присоединения III и IV



Вилка боковой коляски должна иметь возможность вращения вокруг оси А. Конструкция болта не нормализована. Соответственно DIN Kг 1751 вилочные соединения могут применяться:

Калибр ISA	Для переходного периода калибр по DIN
12 ^{H8}	12 ^{S8}
12 ^{B11}	12 ^{G3}
12 ^{h11}	12 ^{gW}

Болт 12 Kг 1753

Болт 12 f 8 × 45 × 32 DIN 1433

Болт 12 f 8 × 35 × 28 DIN 1434

Присоединение боковых колясок к мотоциклу и положение точек присоединения мотоцикла по DIN Kг 4031.

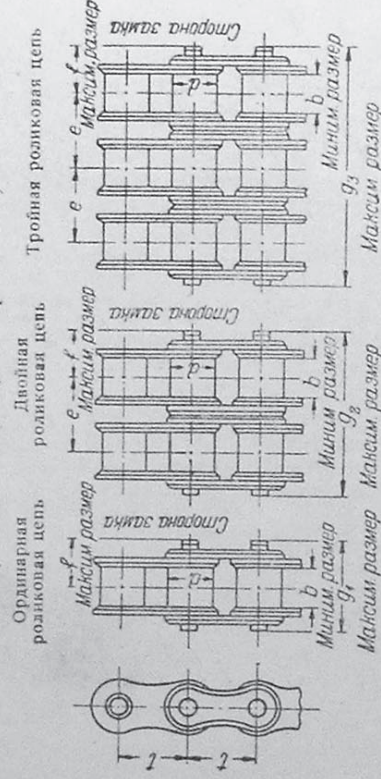
Присоединение боковых колясок к мотоциклу и положение точек присоединения коляски по DIN Kг 4032.

Комиссия по стандартизации автомобильной индустрии
Объединение мотоциклетных заводов

Роликовые цепи

Размеры и разрывающие усилия

(по DIN Kt 3231, декабрь 1935 г.)

Обозначение ordinary роликовой цепи с шагом $t = 15,875$ мм и внутренней шириной $b = 9,6$ мм:

Одinaryная роликовая цепь 15,875 × 9,6 (Kt 3231) 1

мм

Шаг t	Внутр. ширина b миним. размер	d	e	f максим. размер	Одinaryная роликовая цепь			Двухрядная роликовая цепь			Трехрядная роликовая цепь		
					размер g_1 максим.	разрывающее усилие не менее кг	нагрузка при изм. ренин кг	размер g_2 максим.	разрывающее усилие не менее кг	нагрузка при изм. ренин кг	размер g_3 максим.	разрывающее усилие не менее кг	нагрузка при изм. ренин кг
8	3	5,0	5,6	5,45	9,5	360	5,12	15,1	700	9,6	20,7	1000	14,1
9,525	{ 3,2 3,9 5,8	{ 6,0 6,35 6,35	{ — — 10,3	{ 6,05 6,15 7,1	{ 10,4 11,7 13,6	{ 600 860 860	{ 7,26 7,26	{ — 23,9	{ — 1 600	{ — 13,6	{ — 34,2	{ — 2 400	{ — 20,0
12,7	{ 3,2 4,8 5,2 6,4 7,8	{ 7,8 7,8 8,5 8,5	{ — — 11,1 — 13,9	{ 6,35 7,15 9,1 9,7 10,4	{ 12,1 13,7 16,3 17,5 18,9	{ 850 1 800 1 800 1 800	{ 12,9 12,9 12,9 12,9	{ — 27,4 — 32,8	{ — 3 500 — 3 500	{ — 24,2 — 24,2	{ — 38,5 — 46,7	{ — 5 200 — 5 200	{ — 35,5 — 35,5
15,875	{ 6,4 9,6	{ 10,16 10,16	{ — 16,6	{ 10,1 11,7	{ 18,0 21,2	{ 2 400 2 400	{ 20,2 20,2	{ — 37,8	{ — 4 500	{ — 37,8	{ — 54,4	{ — 6 600	{ — 55,4
19,05	{ 11,7 17	{ 12,07 15,88	{ 19,6 31,9	{ 13,2 24,5	{ 25,1 44,6	{ 2 800 4 200	{ 29,0 51,6	{ 44,7 74,5	{ 5 500 8 000	{ 54,4 96,8	{ 64,3 106,4	{ 8 200 11 800	{ 79,8 141,9
25,4	{ 17 30,0	{ 15,88 19,05	{ — 36,4	{ 24,5 27,75	{ 44,6 49,4	{ 4 200 5 500	{ 72,0 80,6	{ — 85,8	{ — 10 500	{ — 151,2	{ — 122,2	{ — 15 500	{ — 221,8
30,0	{ 19,6 18	{ 18,0 18,0	{ — —	{ 26,3 37,2	{ 47,1 66,0	{ 4 500 10 000	{ 98,0 116,1	{ — 114,4	{ — 19 000	{ — 217,7	{ — 162,8	{ — 28 000	{ — 319,4
35,0	{ 25,4 31	{ 25,4 27,94	{ 48,4 59,6	{ 48,4 42,3	{ 66,0 78,1	{ 10 000 12 800	{ 158,1 206,5	{ 137,7 141,1	{ 24 500 30 000	{ 296,4 387,1	{ 197,3 201,9	{ 36 200 44 000	{ 434,7 567,7
41,45	{ 31 31	{ 28,21 39,37	{ 60,8 73,0	{ 44,4 52,0	{ 80,3 96,0	{ 16 000 26 800	{ 206,5 322,6	{ 169,0 211,4	{ 30 000 75 000	{ 387,1 604,8	{ 242,0 302,6	{ 46 000 101 000	{ 887,1 1 277,4
50,8	{ 38,1 45,7	{ 39,37 48,26	{ 73,0 91,2	{ 52,0 64,6	{ 96,0 120,2	{ 26 800 40 000	{ 322,6 464,5						

Выполнение: пружинные замки для цепей с шагом t от 8 до 19,05 мм, болтовые замки для цепей с шагом t от 25,4 мм.

1. Указывать длину цепи в метрах или количество звеньев.

Допускаемое отклонение в длине сухой (не смазанной) цепи под нагрузкой при измерении: $+0,15\%$ при длине $50 \times t$.

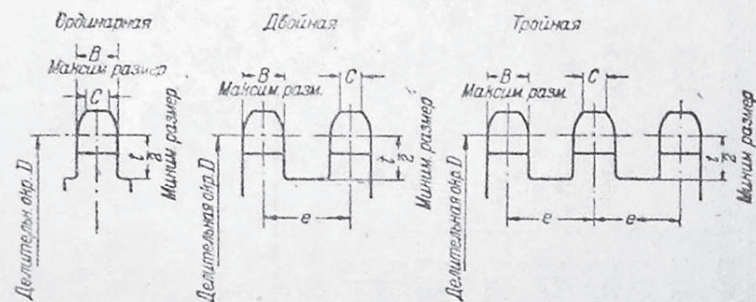
2. Нагрузка при измерении определяется по выражению $0,08 t^2$ для одinaryной цепи; $0,15 t^2$ для двухрядной цепи; $0,22 t^2$ для трехрядной цепи.

Цепные зубчатки для роликовых цепей см. DIN Kt 3231, лист 2.

Комиссия по стандартизации автомобильной индустрии.
Комиссия по стандартизации велосипедной индустрии.

Цепные зубчатки
(по DIN Kг 3231, декабрь 1935 г.)

Таблица 43



мм

Роликовая цепь		Цепная зубчатка							
шаг <i>t</i>	внутр. шири- на цепи <i>b</i>	однорядная		двухрядная			трехрядная		
		<i>B</i> максим. размер	<i>C</i>	<i>B</i> максим. размер	<i>C</i>	<i>e</i>	<i>B</i> максим. размер	<i>C</i>	<i>e</i>
8	3	2,7	1,8	2,7	1,8	5,6	2,7	1,8	5,6
9,525	3,2	2,8	1,9	—	—	—	—	—	—
	3,9	3,4	2,4	—	—	—	—	—	—
	5,8	5,2	3,6	5,2	3,6	10,3	5,2	3,6	10,3
12,7	3,2	2,8	1,9	—	—	—	—	—	—
	4,8	4,3	3,0	—	—	—	—	—	—
	5,2	4,6	3,0	4,6	3,0	11,3	4,6	3,0	11,1
	6,4	5,7	4,0	—	—	—	—	—	—
	7,8	7,0	5,0	7,0	5,0	13,9	7,0	5,0	13,9
15,875	6,4	5,7	3,8	—	—	—	—	—	—
	9,6	8,8	6,6	8,8	6,6	16,6	8,8	6,6	16,6
19,05	11,7	10,6	7,4	10,6	7,4	19,6	10,6	7,4	19,6
25,4	17,0	15,5	11,0	15,5	11,0	31,9	15,5	11,0	31,9
30	17,0	15,5	11,0	—	—	—	—	—	—
31,75	19,6	17,8	12,5	17,8	12,5	36,4	17,8	12,5	36,4
35	18,0	16,2	11,3	—	—	—	—	—	—
38,1	25,4	22,9	16,0	22,9	16,0	48,4	22,9	16,0	48,4
44,45	31,0	28,2	19,0	28,2	19,0	59,6	28,2	19,0	59,6
50,8	31,0	28,2	19,0	28,2	19,0	60,8	28,2	19,0	60,8
63,5	38,1	34,8	24,0	34,8	24,0	73,0	34,8	24,0	73,0
76,2	45,7	41,6	28,0	41,6	28,0	91,2	41,6	28,0	91,2

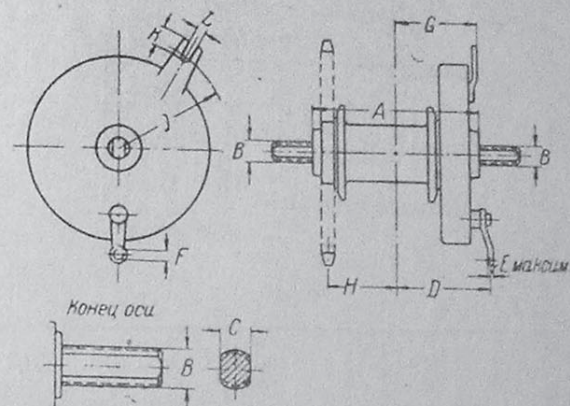
Роликовые цепи, размеры и разрывающие усилия см. DIN Kг 3231, лист 1.

Комиссия по стандартизации автомобильной индустрии.
Комиссия по стандартизации мотоциклетной индустрии.

Втулки для мотоциклетных колес (обыкновенных)

Таблица 44

(по BNA 155, Декабрь 1929 г.)



Примечание. Цепная зубчатка может находиться на тормозном барабане или с противоположной стороны.

мм

Втулка	A	B	Шаг <i>t</i>	C	D				
Передняя втулка	100	10	100	10*	Эта втулка без тормоза				
	130	12	125	12*	85	6	6 или 8	60	
	160	14	125	12	85	6	6 или 8	60	
	190	14	125	12	100	6	6 или 8	75	
Задняя втулка	160	12	125	12*	110	6	6 или 8	75	55
	190	14	125	12	110	6	6 или 8	75	55
	190	14	125	12	125	6	6 или 8	90	70
	230	14	125	12	145	6	6 или 8	110	90

Хвостовик тормоза		
	I	110 для тормозов диаметр. до 110 мм 140 для тормозов диаметр. св. 110 мм
	K	30 во всех случаях
L	10 во всех случаях	

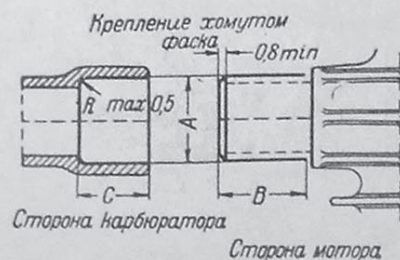
Спицы	Количество спиц в колесе	Диаметр отверстий крепления на втулке мм
	40	4

* Концы этих осей не имеют фрезерованных плоскостей

*

Крепления карбюраторов для мотоциклов

(по BNA 159, июнь 1936 г.)



A	19	22,2	25,4	28,6	31,7	34,9
B _{min}	17	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5
C _{max}	16	19	19	19	19	19



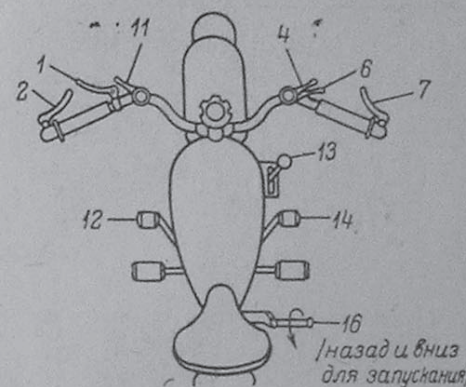
A		B	C	D	E	F	Толщина
исключ.	включ.						
от 16	до 23	48	8,5	9	38	66	7
от 23	до 30	53	8,5	9	44	71	8

Вышеуказанные размеры соответствуют нормам BNA 2 и BNA 181.

Расположение органов управления

Опережение и „газ“ управляются фиксаторами.

Английский стандарт: ВСМС 11 (февраль 1929).

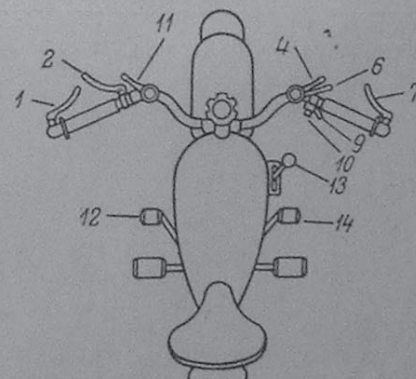


1 — сцепление; 2 — декомпрессор; 4 — воздух; 6 — газ; направление открытия к себе; 7 — передний тормоз; 11 — зажигание; направление опережения к себе; 12 — сцепление; 13 — рычаг перемены передач; 14 — задний тормоз; 16 — стартерная педаль.

Германский и английский стандарты отличаются расположением рукояток сцепления и декомпрессора на левой стороне руля.

Германский стандарт имеет дополнительные требования для освещения, зажигания и сигнала.

Германский стандарт: KGV 406 (ноябрь 1930).



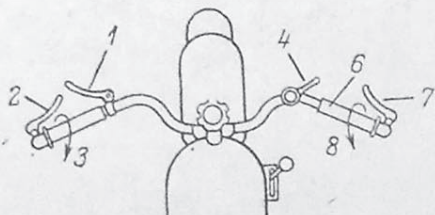
1 — сцепление; 2 — декомпрессор; 4 — воздух; 6 — газ; направление открытия к себе; 7 — передний тормоз; 9 — освещение; 10 — сигнал; 11 — зажигание; направление опережения к себе; 12 — сцепление; 13 — рычаг перемены передач; 14 — задний тормоз.

Расположение стартерной педали допускается с правой или левой стороны.

Расположение органов управления

Опережение и „газ“ управляются вращающимися рукоятками.

Английский стандарт: ВСМС 11 (февраль 1929).



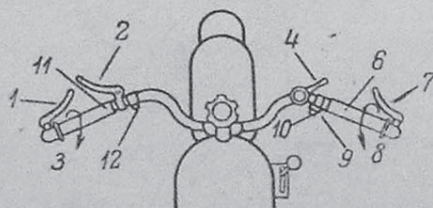
1 — сцепление; 2 — декомпрессор; 3 — направление опережения; 4 — воздух; 6 — газ (вращающаяся рукоятка); 7 — передний тормоз; 8 — направление открытия.

Перемена передач, сцепление, ножной тормоз и стартерная педаль см. ВСМС 11.

Германский и английский стандарты отличаются расположением рукояток сцепления и декомпрессора на левой стороне руля.

Германский стандарт имеет дополнительные требования для освещения, зажигания и сигнала.

Германский стандарт: *KvV 406 (ноябрь 1930).



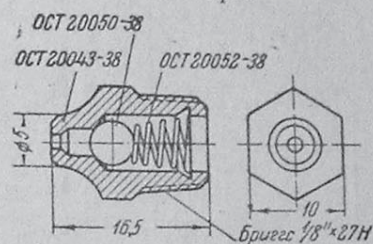
1 — сцепление; 2 — декомпрессор; 3 — направление опережения; 4 — воздух; 8 — направление открытия; 6 — газ (вращающаяся рукоятка); 7 — передний тормоз; 9 — освещение; 10 — сигнал; 11 — зажигание; 12 — выключатель зажигания.

Перемена передач, сцепление, ножной тормоз и стартерная педаль см. KvV 406.

Тавотницы автотракторные ОСТ 20043-38

ПРЯМАЯ

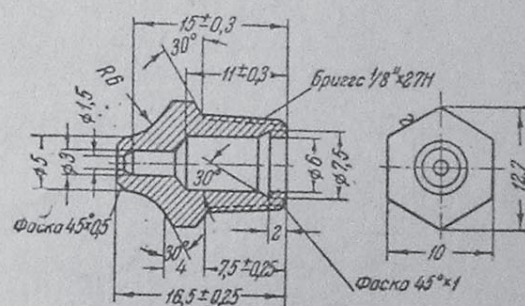
Размеры



Условное обозначение тавотницы прямой: Тавотница ОСТ 20043—38

Корпус

Обработка кругом ∇ кроме \sim

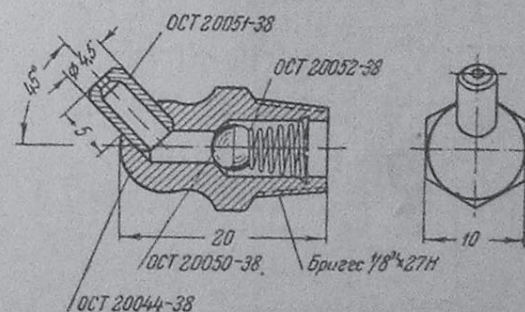


Материал: сталь.
Кадмировать.

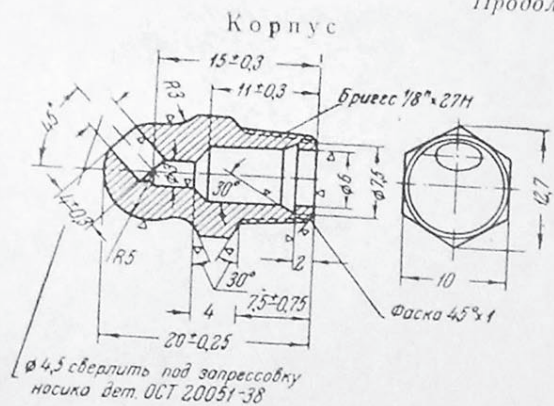
НОСИК ПОД УГЛОМ 45°

ОСТ 20044-38

Размеры



Условное обозначение тавотницы с носиком под углом 45°:
Тавотница ОСТ 20044—38

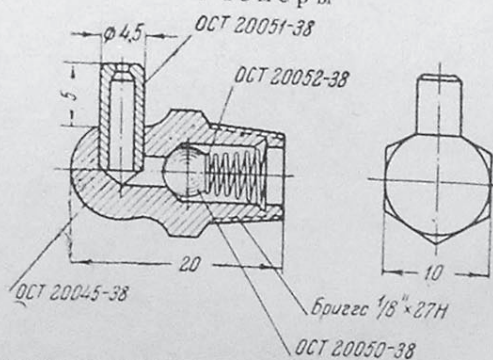


Материал: сталь.
Кадмировать в сборе с носиком тавотницы.

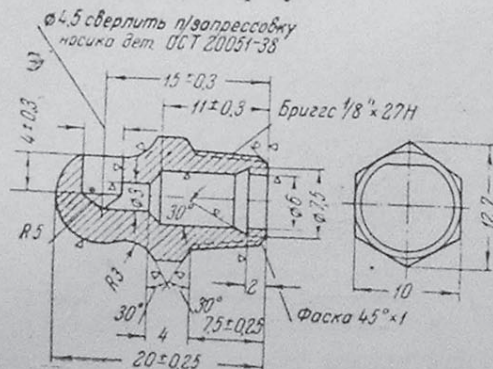
НОСИК ПОД ПРЯМЫМ УГЛОМ

ОСТ 20045-38

Размеры



Условное обозначение тавотницы с носиком под прямым углом:
Тавотница ОСТ 20045-38
Корпус

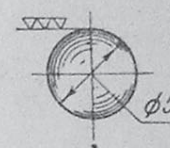


Материал: сталь.
Кадмировать в сборе с носиком тавотницы.

ШАРИК КЛАПАНЫЙ

ОСТ 20050-38

Размеры

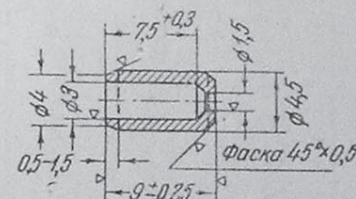


Материал: сталь.

НОСИК ТАВОТНИЦЫ

ОСТ 20051-38

Размеры

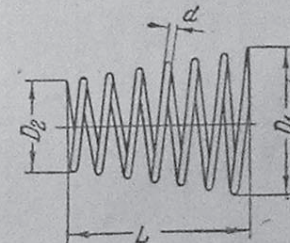


Материал: сталь.

ПРУЖИНЫ КЛАПАНЫЕ К ТАВОТНИЦАМ

ОСТ 20052-38

Размеры



Материал: сталь.

№ п.п.	D_1	D_2	d	n	L в свободном состоянии
1	7	4	0,5	5	8
2	5,5	4	0,5	3,5	5,5

n — число витков.

Шкалы твердости

Шкала В, шарик 1/16" нагр. 100 кг	Склерометр Роквелла			Пресс Бринеля, 10 мм шарик, нагрузка 3000 кг			Прибор Виккерса Числа твердости	Склероскоп Шора
	Шкала С алмаз			Диаметр отпечатка мм	Числа твердости	Эквивалентн. временн. сопротивл. разрыву в кг на мм ²		
	Нагрузка							
	150 кг	100 кг	60 кг					
				2,00	946	325		
				2,05	898	307		
				2,10	857	293		
				2,15	817	279		
				2,20	782	268	1220	107
				2,25	744	255	1114	100
				2,30	713	245	1021	95
				2,35	683	234	940	92
				2,40	652	222	867	88
				2,45	627	215	803	85
				2,50	600	206	746	81
				2,55	578	197	694	78
				2,60	555	189	649	75
				2,65	532	182	606	72
				2,70	512	176	587	70
				2,75	495	169	551	68
				2,80	477	163	534	66
				2,85	460	158	502	64
				2,90	444	152	474	61
				2,95	430	147	460	59
				3,00	418	143	435	57
				3,05	402	138	423	55
				3,10	387	132	401	53
				3,15	375	128	390	52
				3,20	364	124	380	50
				3,25	351	120	361	49
				3,30	340	117	344	47
				3,35	332	113	335	46
				3,40	321	110	320	45
				3,45	313	106	312	44
				3,50	302	103	305	42
				3,55	293	101	291	41
				3,60	286	98	285	40
				3,65	277	95	278	39
				3,70	269	92	272	38
				3,75	262	89	261	37
				3,80	255	87	255	36
				3,85	248	85	250	36
				3,90	241	82	240	35
				3,95	235	80	235	34
100								
99								

Шкала В, шарик 1/16" нагр. 100 кг	Склерометр Роквелла			Пресс Бринеля, 10 мм шарик, нагрузка 3000 кг			Прибор Виккерса Числа твердости	Склероскоп Шора
	Шкала С алмаз			Диаметр отпечатка мм	Числа твердости	Эквивалентн. временн. сопротивл. разрыву в кг на мм ²		
	Нагрузка							
	150 кг	100 кг	60 кг					
98	22	42	62	4,00	228	79	226	33
97	21	41	61	4,05	223	76	221	33
97	20	41	61	4,10	217	74	217	32
96	19	40	60	4,15	212	72	213	31
95	18	39	60	4,20	207	70	209	30
94		38	59	4,25	202	69	201	30
93		37	58	4,30	196	67	197	29
92		36	58	4,35	192	65	190	29
91		35	57	4,40	187	64	186	28
89		34	56	4,45	183	63	183	28
88		34	56	4,50	179	62	177	27
87		33	55	4,55	174	61	174	27
86		32	55	4,60	170	60	171	26
85			54	4,65	166	59	165	26
84			53	4,70	163	58	162	25
83			53	4,75	159	57	159	25
82			52	4,80	156	56	154	24
81			52	4,85	153	55	152	24
80			51	4,90	149	54	149	23
78			50	4,95	146	52	147	23
76			50	5,00	143	51	144	22
76				5,05	140	50		
75				5,10	137	49		
74				5,15	134	48		
72				5,20	131	47		
71				5,25	128	46		
69				5,30	126	45		
69				5,35	124	44		
67				5,40	121	43		
66				5,45	118	43		
65				5,50	116	42		
64				5,55	114	41		
62				5,60	112	40		
61				5,65	109	39		
59				5,70	107	38		
58				5,75	105	38		
57				5,80	103	37		
56				5,85	101	36		
54				5,90	99	36		
53				5,95	97	35		

ПЕРЕЧЕНЬ ТАБЛИЦ X ОТДЕЛА

	Стр.
Табл. 1. Основные измерения в английской и метрической системах	349
Табл. 2. Трубы авиационные стальные круглые, по ОСТ 617	350
Табл. 3. Трубы авиационные круглые из специальных сталей, по ОСТ 618	352
Табл. 4. Трубы алюминиевые и медные для трубопроводов, по АСТ 1 АС и 2 АС	352
Табл. 5. Трубы авиационные кольчугалюминиевые, по ОСТ 621	353
Табл. 6. Цельнотянутые трубы мелких диаметров	354
Табл. 7. Цельнотянутые тонкостенные трубы по каталогу „Стальсбыт“	354
Табл. 8. Соединения трубопроводов. Гайки соединительные, по ОСТ 20081-38	356
Табл. 9. Соединения трубопроводов. Муфты шаровые, по ОСТ 20082-38	356
Табл. 10. Соединения трубопроводов. Ниппели проходные и ниппели конечные. Сборка и габаритные размеры	357
Табл. 11. Соединения трубопроводов. Ниппели проходные, по ОСТ 20074-38	358
Табл. 12. Соединения трубопроводов. Тройники проходные, по ОСТ 20076-38	359
Табл. 13. Шпонки сегментные, типа Вудруф, по ОСТ 4091—4092	360
Табл. 14. Конусные крепления, по SAE	362
Табл. 15. Мелкошлицевые соединения, по СТ 9-7	364
Табл. 16. Шлицевые соединения, по ОСТ 20124-39	366
Табл. 17. Элементы профиля шлицевых соединений. Легкая серия	367
Табл. 18. Элементы профиля шлицевых соединений. Средняя серия	368
Табл. 19. Элементы профиля шлицевых соединений. Тяжелая серия	369
Табл. 20. Допуски и посадки шлицевых соединений	370
Табл. 21. Четырехшлицевые валики и отверстия по промстандарту 9-0	374
Табл. 22. Спецификация автомобильных сталей, по SAE	378
Табл. 23. Сталь качественная конструкционная углеродистая, по ОСТ 7123	380
Табл. 24. Сталь качественная конструкционная легированная, по ОСТ 7124	382
Табл. 25. Марки сталей, применяемых при изготовлении деталей мото- цикла АМ-600	385
Табл. 26. Покрышки для пневматических шин мотоциклов, по ОСТ/НКТП 7471/577	390
Табл. 27. Камеры для пневматических шин мотоциклов, по ОСТ 7472	392
Табл. 28. Мотоциклетные пневматики по каталогу Главрезины	393
Табл. 29. Прямобортные покрышки на глубокие обода для мотоциклов. Проект стандарта	394
Табл. 30. Глубокие обода для мотоциклов. Проект стандарта	395
Табл. 31. Обода для мотоциклов. Иностранные стандарты	397
Табл. 32. Разрывающие усилия боденовских тросов	399
Табл. 33. Спицы и ниппели для колес мотоциклов. Проект стандарта	399
Табл. 34. Гайки чистые, по ОСТ/НКТП 3312	400
Табл. 35. Гайки получистые, по ОСТ/НКТП 3311	405
Табл. 36. Шайбы чистые, по ОСТ/НКТП 3233	408
Табл. 37. Гайки низкие чистые шестигранные с двумя фасками, по ОСТ/НКТП 7836/820	409
Табл. 38. Гайки низкие чистые шестигранные с одной фаской, по ОСТ/НКТП 7837/821	410
Табл. 39. Гайки низкие получистые шестигранные с двумя фасками, по ОСТ/НКТП 7838/822	411
Табл. 40. Гайки низкие получистые шестигранные с одной фаской, по ОСТ/НКТП 7839/823	412
Табл. 41. Присоединение боковых колясок к мотоциклам, по DIN	413
Табл. 42. Роликовые цепи, по DIN	416
Табл. 43. Цепные зубчатки, по DIN	418
Табл. 44. Втулки мотоциклетных колес по ВНА	419
Табл. 45. Крепления карбюраторов по ВНА	420
Табл. 46. Расположение органов управления. Иностранные стандарты	421
Табл. 47. Тавотницы по ОСТ 20043—20051-38	423
Табл. 48. Шкалы твердости	426