

**А.Н. СИЛКИН
Б.С. КАРМАНОВ**

А. Н. СИЛКИН,
Б. С. КАРМАНОВ

ПОСОБИЕ
МЕХАНИКАМ
МОТОЦИКЛОВ

ИЗДАТЕЛЬСТВО ДОСААФ
МОСКВА — 1970

Мотоциклетный спорт — один из массовых военно-прикладных видов спорта, воспитывающих у молодых людей любовь к технике, высокие физические и моральные качества, необходимые каждому защитнику Советской Родины.

Центральный Комитет Коммунистической партии и Совет Министров СССР в своем Постановлении от 7 мая 1966 года о состоянии и мерах по улучшению работы ДОСААФ потребовали дальнейшего подъема военно-технической подготовки населения, массового развития военно-прикладных видов спорта, значительного повышения мастерства наших спортсменов, в том числе автомобилистов и мотоциклистов.

Мотоциклетный спорт за последние годы стал приобретать все большую популярность среди молодежи. И это понятно. В СССР мотоцикlostроение получило большой размах. Улучшилась спортивно-техническая база.

Третья Всесоюзная спартакиада по техническим видам спорта и четвертая спартакиада народов СССР, посвященная 50-летию Великого Октября, привлекли десятки тысяч молодых мотоциклистов к участию в кроссовых, гравевых, ледяных гонках. Многие мотолюбители, участвовавшие в соревнованиях спартакиад, стремятся и дальше совершенствовать свои спортивные достижения, хотят знать как можно больше о мотоциклах и о спортсменах-мотоциклистах. Но многие из них еще нуждаются в практической помощи, в советах, рекомендациях.

Авторы этой работы поставили перед собой цель — познакомить механиков, тренеров и спортсменов с достижениями современной советской и зарубежной техники мотоцикlostроения, рассмотреть факторы, влияющие на мощность двигателя и скорость мотоцикла.

В книге описываются основные правила ремонта и регулировки двигателей, подбора топлива и смазки, силовой и ходовой части мотоцикла. Излагается методика подготовки машин к разным видам соревнований и ухода за ними. Значительное место занимают рекомендации по ремонту и монтажу отдельных узлов мотоциклов современных конструкций. Приводятся допуски, посадки, зазоры, называются металлы, применяемые в мотоцикlostроении.

Отдельная глава посвящена испытанию двигателя на стенде. Книга рассчитана на лиц, знающих устройство мотоцикла. Главным образом она предназначена в качестве учебного пособия для механиков, тренеров, преподавателей и спортсменов автотомо-клубов ДОСААФ и других организаций, культивирующих мото-циклетный спорт.

ГЛАВА I.

МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ

РАБОЧИЙ ОБЪЕМ ДВИГАТЕЛЯ. ИНДИКАТОРНАЯ И ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТИ И МОЩНОСТЬ ТРЕНИЯ

Спортивные и гоночные мотоциклы классифицируются по рабочему объему их двигателей. Мощность двигателя зависит от рабочего объема: с его увеличением мощность возрастает, а с уменьшением—наоборот, понижается. Таким образом, рабочий объем является одним из основных параметров двигателя.

Рабочим объемом называется объем, освобождаемый поршнем при движении от верхней мертвой точки (в. м. т.) до нижней мертвой точки (н. м. т.), умноженной на количество цилиндров,

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

где

V_h — рабочий объем двигателя, $см^3$;

D — диаметр цилиндра, $см$;

i — число цилиндров.

Пример. Двигатель С259 (см. приложение № 2):

$$D = 55 \text{ мм} = 5,5 \text{ см}; \quad S = 52 \text{ мм} = 5,2 \text{ см}; \quad i = 2;$$

$$V_h = \frac{3,14 \cdot 5,5^2}{4} 5,2 \cdot 2 = 247,6 \text{ см}^3.$$

Мотоциклетный двигатель является тепловым двигателем, в котором энергия сгоревшего топлива превращается в механическую работу. Часть рабочего цикла, происходящая внутри цилиндра, за один ход поршня от н. м. т. до в. м. т., называется тактом.

В четырехтактном двигателе рабочий процесс (цикл) совершается за два оборота коленчатого вала, а в двухтактном — за один оборот коленчатого вала.

Снятая посредством индикатора диаграмма изменения давления газов и объема в цилиндре за цикл работы двигателя называется **индикаторной диаграммой** (рис. 1); по ее площади определяется средняя индикаторная мощность N_i и индикаторное давление P_i .

Индикаторная мощность это мощность, развиваемая газами внутри цилиндра двигателя и передаваемая поршню.

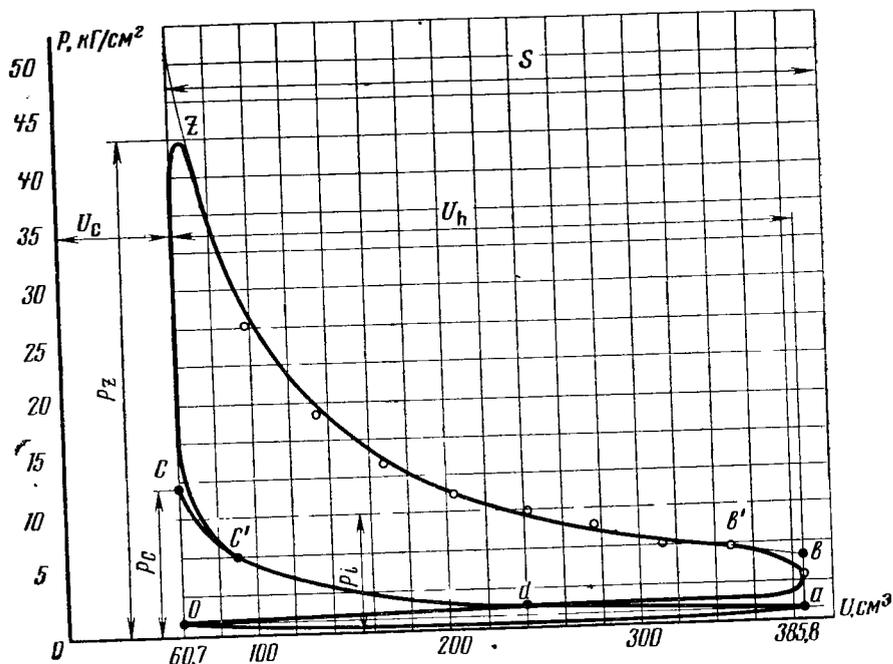


Рис. 1. Индикаторная диаграмма одного цилиндра двигателя М-62: *oa*—такт впуска; *ac*—такт сжатия; *Z*—такт расширения; *bo*—такт впуска; *c'* — момент зажигания; *Z*—точка максимального давления; *d*—конец впуска; *b'*—начало выпуска; V_a —объем камеры сгорания; V_h —рабочий объем одного цилиндра; P —давление в конце сгорания; P_c —давление в конце сжатия; P_i —среднее индикаторное давление.

$$N_i = \frac{P_i V_i \cdot i n_e}{450000 \tau} \text{ л. с.},$$

где

N_i — индикаторная мощность, л. с.;

V_i — рабочий объем одного цилиндра, см^3 ;

i — число цилиндров;

n — число оборотов коленчатого вала в минуту при максимальной мощности;

τ — коэффициент тактности: для четырехтактных $\tau=2$; для двухтактных $\tau=1$;

P_i — среднее индикаторное давление, см^2 .

Пример подсчета мощности четырехтактного двухцилиндрового двигателя М-62, индикаторная диаграмма которого приведена на рис. 1.

$$\begin{aligned} V_i &= 325 \text{ см}^3; \\ i &= 2; \quad n_e = 5200 \text{ об/мин}; \\ P_i &= 10,1 \text{ кг/см}^2; \end{aligned}$$

$$N_i = \frac{10,1 \cdot 325 \cdot 2 \cdot 5200}{450000 \cdot 2} = 38 \text{ л. с.}$$

Среднее индикаторное давление определяется делением площади индикаторной диаграммы посредством планиметра на длину индикаторной диаграммы, равную рабочему объему одного цилиндра. Часть индикаторной мощности, затрачиваемая на механические и насосные потери, называется мощностью трения.

Полезная мощность, снимаемая с коленчатого вала двигателя, называется эффективной мощностью N_e . Следовательно,

$$N_e = N_i - N_{\text{тр.}}$$

Аналогично индикаторной мощности

$$N_e = \frac{P_e V_i \cdot i n_e}{450000 \tau} \text{ л. с.},$$

где

P_e — среднее эффективное давление, кг/см^2 .

Механический к. п. д. двигателя

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{P_e}{P_i}$$

характеризует степень совершенства конструкций мотора, точность изготовления, качество обработки трущихся поверхностей, правильность сборки двигателя и степень его изношенности.

Эффективная мощность и мощность трения проверяются на испытательных стендах.

Мощность трения определяется затратой мощности на прокручивание прогретого до рабочей температуры двигателя от стенда. При этом дроссельные золотники карбюраторов должны быть полностью открыты, а зажигательные свечи завернуты. Следовательно, без индицирования двигателя можно определить индикаторную мощность:

$$N_i = N_e - N_{\text{тр.}}$$

а затем и механический к. п. д., который повышается с увеличением оборотов. Поэтому сравнивать по механическому к. п. д. следует двигатели, имеющие максимум мощности при равных числах оборотов.

В зависимости от конструкции и качества изготовления гоночных двигателей, а для четырехтактных и от вязкости масла при рабочей температуре двигателя мощность трения начинает резко возрастать (а механический к. п. д. резко падать) при достижении определенной средней скорости поршня. Этим в основном и объясняется перегиб кривой мощности современных гоночных двигателей (рис. 2). Наибольшие успехи в конструировании, изготовлении и доводке до максимальных мощностей (без нагнетателей)

Марка мотоцикла и страна	Класс мотоцикла (см ³)	Тактность двигателя	Максим. эффективная мощность (л. с.)	Обороты при максим. мощности (об/мин)	Ход поршня (мм)	Средняя скорость поршня (м/сек)
Хонда 2RC-114 (Япония)	50	2	14	20 000	29,2	19,5
Судзуки (Япония)	125	2	30	14 000	42,6	19,85
C2-125 (СССР)	125	2	24	9 900	60	19,8
C159 (СССР)	125	4	21,6	12 800	52	22,2
C259 (СССР)	250	4	39,8	11 500	52	19,9
Хонда RC-165 (Япония)	250	4	55	17 000	34,5	19,6
C360 (СССР)	350	4	51,5	10 300	57,6	19,8
МВ (Италия)	500	4	70	10 500	56,4	19,7

довых испытаниях других двигателей этой модели судить о качестве изготовления основных деталей, правильности сборки и степени их износа. Сигналом к замене изношенных узлов и деталей, к разборке и ремонту двигателя послужит снижение эффективной мощности, выявленное во время снятия контрольных скоростных характеристик после соревнований или в процессе длительных доводочных стендовых испытаний.

Таблица 2

Наименование параметра или узла	НСУ	С354
Обороты коленчатого вала при определении мощности трения (об/мин)	10 000	8250
Число цилиндров	1	2
Диаметр цилиндра (ход поршня)	54×54	60×61
Степень сжатия	10,8	10,9
Мощность трения (%)	100%	100%
Распределение потерь, %		
Насосные потери	15,8	5,5
Трение поршневых колец	13,2	11
Трение поршней	36,7	52,5
Трение в подшипнике большой головки шатуна	6,6	
Потери в распределительном механизме	11,2	11,0
Затраты мощности на привод маслососа	3,3	5,5
Затраты мощности на привод магнето	4	14,5
Трение в коренных подшипниках и вентиляционные потери коленчатого вала	9,2	

Из приведенных данных видно, что примерно половина мощности трения затрачивается на трение поршей и их колец. Боковая нагрузка на поршень в значительной степени определяется силами инерции поступательно движущихся частей кривошипно-шатунного механизма. Снижение инерционных сил при заданных оборотах достигается

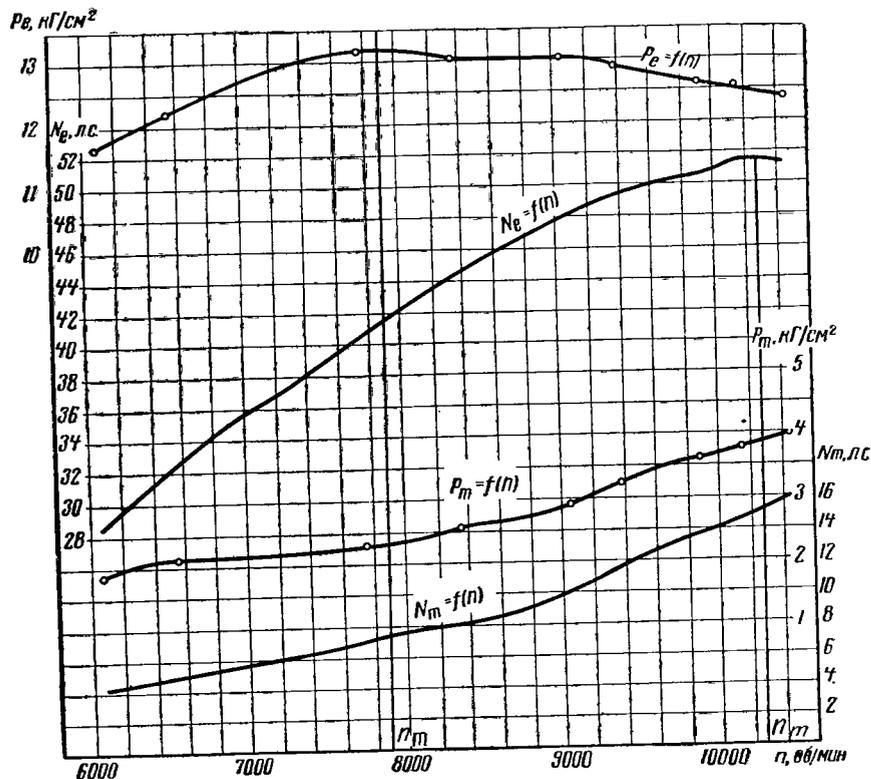


Рис. 2. Скоростная характеристика четырехтактного гоночного двигателя С-360.

достигнуты в двигателях шоссейно-кольцевых гоночных мотоциклов. Средняя скорость поршня при оборотах максимальной мощности для этих двигателей бывает в пределах 19—20 м/сек (см. таблицу 1) и только при особо тщательном уникальном изготовлении достигает 22 м/сек.

Средняя скорость поршня V_{cp} определяется по формуле:

$$V_{cp} = \frac{S \cdot n}{3000} \text{ м/сек,}$$

где

S — ход поршня, мм;

n — число оборотов коленчатого вала, в мин.

Мощность трения является одним из основных факторов, определяющих эффективную мощность гоночного двигателя. Определив мощность трения одного из лучших по эффективной мощности гоночных двигателей данной модели, можно в дальнейшем при стен-

облегчением поршня, поршневых колец, поршневого пальца и шатуна. Поэтому на гоночных двигателях вес вышеуказанных деталей должен быть меньше, чем у спортивных и особенно дорожных двигателей. Снижение веса достигается применением наиболее высококачественных материалов и уменьшением очагов концентрации напряжений на поверхностях деталей путем полировки. Кроме того, используются более короткие поршни, а также кольца с меньшей высотой.

Для снижения потерь на трение в гоночных двигателях очень широко используются подшипники качения. Примером значительного увеличения потерь на трение за счет применения подшипника скольжения в качестве шатунного подшипника является двигатель С354.

По сравнению с двигателем НСУ, потери трения поршня и подшипника которого составляют 43,3%, у двигателя С354 они равны 52,5%.

Потери на трение снижаются, если применить более высокую чистоту обработки поверхностей трущихся деталей. Поэтому для гоночных двигателей чистота обработки трущихся поверхностей не должна быть ниже $\nabla 9$, лучше — $\nabla 11$ и $\nabla 12$. Кроме того, одним из основных факторов, снижающих мощность трения, является комплекс мероприятий, обеспечивающих надежное жидкостное трение основных трущихся деталей двигателя, а также подбор масел, имеющих высокую гидродинамическую устойчивость масляной пленки при относительно малой вязкости.

ХАРАКТЕРИСТИКИ МОТОЦИКЛЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Основными величинами для оценки работы двигателя являются: эффективная мощность N_e , число оборотов n коленчатого вала в минуту, крутящий момент M двигателя и удельный расход топлива g_e . Зависимость между мощностью и крутящим моментом выражается формулой:

$$M = 716,2 \frac{N_e}{n} \text{ кгМ.}$$

Удельный расход топлива представляет собой часовой расход, приходящийся на одну эффективную лошадиную силу,

$$g_e = \frac{G_r}{N_e} \frac{1000}{2} \text{ л.с.-час,}$$

где G_r — часовой расход, кг/час.

Зависимость эффективной мощности, крутящего момента, среднего эффективного давления и расхода топлива от числа оборотов коленчатого вала двигателя при неизменном положении дроссель-

ного золотника карбюратора называется скоростной характеристикой.

Как видно из рис. 2, среднее эффективное давление возрастает по мере увеличения числа оборотов, достигая своего максимального значения при числе оборотов n_m , затем начинает уменьшаться. Кривая P_e является одновременно кривой крутящего момента M в другом масштабе, так как P_e и M прямо пропорциональны друг другу. Вид кривой P_e обуславливает форму кривой эффективной мощности N_e , которая вначале круто поднимается, затем по мере увеличения числа оборотов растет все медленнее и в большинстве случаев для двигателей без нагнетателей начинает идти вниз. Для двигателей с нагнетателями максимум N_e может быть при числе оборотов, превышающих допустимые по механической прочности двигателя. Однако и для гоночных двигателей без нагнетателей такая форма кривой может быть, если лимитирует не наполнение, а механическая прочность какого-нибудь узла. Примером может служить скоростная характеристика двигателя МЦ-125 (рис. 3). В данном случае повышение числа оборотов зависит от надежности подшипника большой головки шатуна.

Важными параметрами скоростной характеристики являются:

$n_{\text{мин}}$ — минимальное число оборотов, при котором двигатель может работать при полностью открытом дроссельном золотнике;

n_m — число оборотов, соответствующее максимальному среднему эффективному давлению и крутящему моменту;

n_e — число оборотов, соответствующее максимальной мощности;

$n_{\text{макс}}$ — максимально допустимое в эксплуатации число оборотов, при превышении которых двигатель может выйти из строя.

Обороты $n_{\text{мин}}$ и $n_{\text{макс}}$ определяют рабочий диапазон чисел оборотов двигателя, который особенно необходимо знать механику и спортсмену. Снижение числа оборотов ниже $n_{\text{мин}}$ ухудшает разгон, а превышение выше $n_{\text{макс}}$ может вызвать: обрыв поршня, шатуна, выход из строя шатунных подшипников, а для четырехтактного двигателя в первую очередь загиб клапанов. Для определения этих оборотов гоночные мотоциклы обязательно снабжаются тахометрами.

Высокофорсированные гоночные двигатели имеют большие проходные сечения впускного тракта, широкие фазы газораспределения, подобранные оптимальные длины впускной и выпускной систем, а также геометрическую форму и объем последней, что уменьшает наполнение при низких оборотах и увеличивает его, когда обороты высокие, а также сужает диапазон рабочих оборотов.

В большинстве случаев минимальные числа оборотов $n_{\text{мин}}$ двигателей гоночных мотоциклов равны или выше оборотов максимальной мощности двигателей дорожных мотоциклов. Кривая

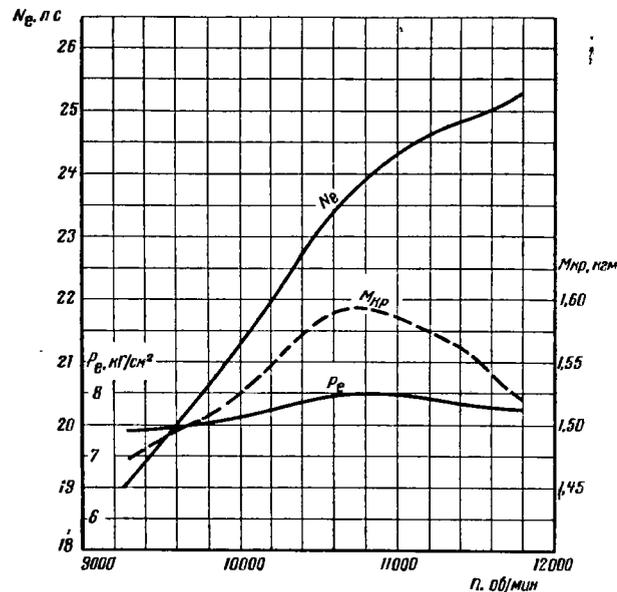


Рис. 3. Скоростная характеристика двухтактного гоночного двигателя MZ-125.

крутящего момента (или P_e) гоночных двигателей имеет максимум при большем числе оборотов.

Двигатели с меньшей форсировкой обладают более высокими P_e и M на малых и средних оборотах, что обеспечивает лучшие тяговые качества мотоцикла, так как при увеличении нагрузки и снижении числа оборотов крутящий момент не уменьшается, а увеличивается, что позволяет двигаться, не переключая передачи. Однако низкие значения n_m приводят к падению P_e при увеличении оборотов, в результате чего максимум мощности наступает при более низких оборотах. Поэтому двигатель с относительно высоким крутящим моментом на низких оборотах необходим для дорожных, многодневных, кроссовых и спортивных мотоциклов с коляской. Для гоночных же мотоциклов основным является максимальная мощность, обеспечение которой достигается получением максимума P_e (M) при более высоких оборотах.

Зависимость мощности и удельного расхода топлива от регулировки карбюратора, т. е. от часового расхода топлива, при постоянных числах оборотов и положении дроссельного золотника называется регулировочной характеристикой двигателя по топливу.

Зависимость мощности и удельного расхода топлива от угла опережения зажигания называется регулировочной характеристикой двигателя по углу опережения зажигания.

Для спортивных и особенно гоночных двигателей в большинстве случаев полные регулировочные характеристики ни по топливу,

ни по углу опережения не снимаются, а достигаются регулировкой по топливу и углу опережения путем определения двух-трех точек этих характеристик.

ЛИТРОВАЯ МОЩНОСТЬ

Сравнительная оценка форсировки двигателей, что особенно важно для спортивных и гоночных двигателей, производится по их литровой мощности. Литровая мощность N_l дает возможность сравнивать мощностные показатели двигателей с разным рабочим объемом

$$N_l = \frac{N_e}{V_n}, \frac{\text{л} \cdot \text{с}}{\text{л}},$$

где V_n — рабочий объем двигателя в литрах. €

В настоящее время литровая мощность лучших гоночных двигателей достигает 300 л. с./л.

По литровой мощности спортивные двигатели значительно уступают гоночным. Литровая мощность наиболее форсированных четырехтактных спортивных двигателей составляет 120 л. с./л и двухтактных — 130 л. с./л. Данные по литровой мощности некоторых спортивных и гоночных двигателей приведены в таблице 3.

Таблица 3

Мотоцикл	Класс мотоцикла	Тактность двигателя	Обороты при максим. мощности (об/мин)	Мощность (л. с.)		P_e (кг/см ²)	Назначение
				эффективный (л. с.)	литровая (л. с./л)		
Судзуки (Япония)	50	2	16 000	15	300	8,40	Гоночный
Хонда (Япония)	50	4	20 000	14	280	12,7	"
ДКВ Хуммель-150 (ФРГ)	50	2	6 800	4,6	94	6,2	Дорожно-спортивный
Судзуки (Япония)	125	2	13 000	32	256	8,8	гоночный
Хонда (Япония)	125	4	18 000	27	216	10,8	"
C159 (СССР)	125	4	12 800	21,6	175	12,3	"
MZ (ГДР)	125	2	7 000	14	113	7,3	Спортивный
MZ (ГДР)	250	2	11 500	52	210	8,20	гоночный
C259 (СССР)	250	4	11 500	39,8	160	12,5	"
Ява тип. 557/03	250	2	5 250	20	81	6,9	Спортивный
МВ (Италия)	350	4	12 500	60	175	12,6	гоночный
C360 (СССР)	350	4	10 300	51,5	148	13,0	"
ЭСО (ЧССР)	350	4	7 500	32	92	11,0	Спортивный
МВ (Италия)	500	4	10 500	70	140,5	12,0	гоночный
Нортон (Англия)	500	4	7 200	52	104	13,0	"
KP-5 (СССР)	500	4	6 500	41	82,5	11,4	Спортивный (кроссов.)
БСА-Золотая звезда (Англия)	500	4	7 000	42	84,5	10,8	"

ГЛАВА II.

ПОВЫШЕНИЕ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ

В главе I была приведена формула эффективной мощности двигателя, из которой следует, что для повышения мощности двигателя необходимо провести мероприятия по увеличению среднего эффективного давления P_e или увеличить число оборотов n . Кроме этого, формула показывает, что двухтактный двигатель ($\tau=1$) теоретически может иметь в два раза большую мощность, чем четырехтактный ($\tau=2$). Однако до последних лет четырехтактный гоночный двигатель имел большую мощность, чем двухтактный. Это объяснялось несовершенством наполнения и продувки двухтактного двигателя, тепловой перегруженностью поршня и всего двигателя. В настоящее время за счет использования энергии отработавших газов для увеличения наполнения цилиндра, применения трехканальной продувки и золотника на впуске, увеличения сечений каналов и других мероприятий, которые будут рассмотрены ниже, двухтактный гоночный двигатель по своей литровой мощности (280—300 л. с./л) сравнялся и перегоняет четырехтактные двигатели (280 л. с./л).

СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ СРЕДНЕГО ЭФФЕКТИВНОГО ДАВЛЕНИЯ

Среднее эффективное давление P_e в основном зависит от степени сжатия ϵ и коэффициента наполнения η_v , т. е. является функцией f от указанных величин:

$$P_e = f(\epsilon; \eta_v).$$

Наиболее простым способом повышения среднего эффективного давления, а следовательно, и мощности двигателя является увеличение степени сжатия. Но этому может препятствовать детонация топлива.

Детонацией называется чрезвычайно быстрое сгорание рабочей смеси со скоростью распространения пламени 2000—2500 м/сек, в то время как при нормальной работе двигателя скорость сгорания не превышает 50 м/сек.

Детонация сопровождается мгновенным повышением давления и температуры, резкими ударами на детали кривошипно-шатунного механизма, перегревом поршня, деталей выпускного тракта как в головке, так и в выпускной системе. Поэтому на форсированных

спортивных двигателях детонация, как правило, приводит к разрушению поршня.

Наименьшую склонность к детонации имеют двигатели с полусферической камерой сгорания и немного большую с камерой сгорания шатровой формы. Поэтому для гоночных и спортивных четырехтактных двигателей используются только два указанных типа камер сгорания. Для двухтактных высокофорсированных двигателей камера сгорания имеет также примерно полусферическую форму.

Перегрев головки выпускных клапанов в четырехтактных двигателях, поршня и верхней части цилиндра в двухтактных увеличивает склонность к детонации. Поэтому необходимо обеспечить охлаждение наиболее нагретых зон в камере сгорания.

Склонность к детонации уменьшается при.

- увеличении октанового числа топлива;
- уменьшении рабочего объема цилиндра;
- увеличении оборотов;
- уменьшении пути пламени от электродов свечи до самой отдаленной точки камеры сгорания;
- применении полусферической или шатровой камеры сгорания.

ПОВЫШЕНИЕ СРЕДНЕГО ЭФФЕКТИВНОГО ДАВЛЕНИЯ ЗА СЧЕТ УВЕЛИЧЕНИЯ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ

Степень сжатия ϵ определяется по формуле:

$$\epsilon = \frac{V_{1n} + V_{к.с.}}{V_{к.с.}} \text{ или } \epsilon = \frac{V_{1n}}{V_{к.с.}} + 1,$$

где

V_{1n} — рабочий объем цилиндра, $см^3$ ($V_{1n} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S$);

$V_{к.с.}$ — объем камеры сгорания, $см^3$.

Пример подсчета степени сжатия. Двигатель С159 (см. приложение 1).

$$V_n = 124 \text{ см}^3; V_{к.с.} = 12,8 \text{ см}^3;$$

$$\epsilon = \frac{124}{12,8} + 1 = 10,7.$$

Для двухтактного двигателя, кроме геометрической степени сжатия (или просто степени сжатия), определяемой по вышеприведенной формуле, существует действительная (истинная) степень

сжатия — ϵ_g . При ее определении учитывается, что сжатие не начинается до тех пор, пока поршень не перекроет выпускное окно. Следовательно, действительная степень сжатия всегда меньше геометрической.

Действительная степень сжатия определяется по формуле:

$$\epsilon_{\partial} = \frac{\pi D^2}{4V_{к.с.}} (S-h)+1 \quad \text{или} \quad \epsilon_{\partial} = \left(1 - \frac{h}{S}\right) (\epsilon - 1) + 1,$$

где

h — высота выпускного окна.

Например, у двигателя Бультако (см. приложение 1 и рис 29) $D=51,5 \text{ мм}=5,15 \text{ см}$; $S=60 \text{ мм}=6 \text{ см}$; $h=27 \text{ мм}=2,7 \text{ см}$; $V_{к.с.} = 8,3 \text{ см}^3$; $\epsilon=16$;

$$\epsilon_{\partial} = \frac{\pi \cdot 5,15^2}{4 \cdot 8,3} (6 - 2,7) + 1 = 9,25 \quad \text{или} \quad \epsilon_{\partial} = \left(1 - \frac{2,7}{6,0}\right) (16 - 1) + 1 = 9,25.$$

Рекомендуемые степени сжатия при работе на бензине, имеющем октановое число 91—95 (Б-91 или А-95), приведены в таблице 4.

Таблица 4

Рабочий объем одного цилиндра (см ³)	Двухтактные двигатели		Четырехтактные двигатели	
	спортивные	гоночные	спортивные	гоночные
500	—	—	8,5	10
350	8,5	—	9,0	10,5
250	9,0	—	9,5	10,5
175	9,5	12	9,5	10,5
125	10	15	10	11,0
50—62	11	16	10	11,0
25	—	17	—	11,5

Примечание. Для двухтактных двигателей приведены геометрические степени сжатия.

По опытам ВНИИМОТОПРОМ, проведенным на нескольких моделях четырехтактных одноцилиндровых гоночных двигателей класса 125 см³, увеличение степени сжатия выше 10,5—11,0 дает очень малый прирост эффективной мощности, в то время как значительно повышает температурный режим и мощность трения двигателя.

При высоких геометрических степенях сжатия, применяемых на современных двухтактных гоночных двигателях, получается очень малый объем камеры сгорания, особенно при рабочем объеме одного цилиндра, равном 50 см³. Для быстрого сгорания рабочей смеси необходимо иметь определенное расстояние между поршнем и

электродами свечи, завернутой в головку цилиндра. Если это расстояние будет недостаточным, то воспламенение смеси произойдет медленно, что потребует значительного увеличения угла опережения зажигания. Результатом этого является падение мощности, несмотря на увеличение степени сжатия. Чем больший объем смеси расположен непосредственно около свечи, тем быстрее произойдет воспламенение и сгорание смеси. Последнее особенно важно для гоночных высокооборотных двигателей (11 000—15 000 об/мин). Поэтому камера сгорания двухтактных гоночных двигателей выполняется двумя сферами (рис. 4), благодаря чему поршень, подходя вплотную к поверхности большой сферы, оставляет значительный объем в сфере малого радиуса, в центре которой расположена свеча.

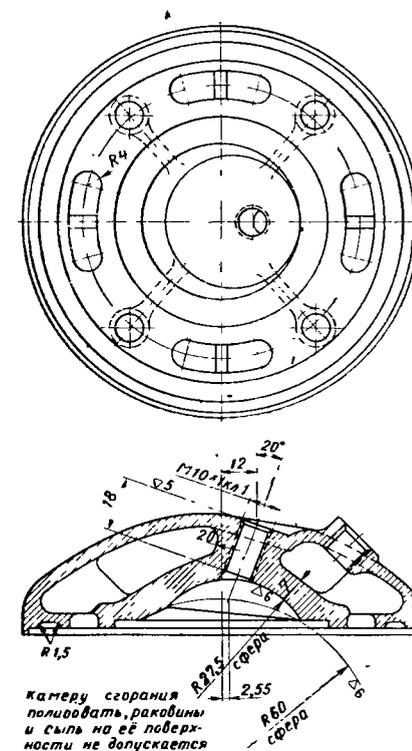


Рис. 4: Головка цилиндра двухтактного гоночного двигателя С2—125.

ПОВЫШЕНИЕ СРЕДНЕГО ЭФФЕКТИВНОГО ДАВЛЕНИЯ ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ЗА СЧЕТ УВЕЛИЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА НАПОЛНЕНИЯ

Гоночные двигатели имеют коэффициент наполнения $\eta_v = 1,3$ при максимуме P_e , что в основном достигается:

1. Большой пропускной способностью впускного клапана (или клапанов) и соответствующей ей средней скорости газов (около 80 м/сек) на режиме максимальной мощности.
2. Подбором оптимальных геометрических размеров выпускной системы и длины впускного тракта.
3. Оптимальным соотношением проходных сечений впускных и выпускных клапанов.
4. Малыми гидравлическими сопротивлениями выпускного и особенно впускного тракта.

Средняя скорость газов равна:

$$V_r = \frac{S \cdot n_e}{30000} \frac{D^2}{d^2} = V_n \frac{D^2}{a^2} \text{ м/сек,}$$

где

V_n — средняя скорость поршня, м/сек;

D — диаметр цилиндра, мм;

S — ход поршня, мм;

d — диаметр начала впускного канала или диффузора карбюратора, мм.

Пример подсчета средней скорости газов двигателя С159 (см. таблицу 5 и приложение 1).

$D = 55 \text{ мм}; S = 52 \text{ мм}; h_e = 12800 \text{ об/мин}; d = 28,6 \text{ мм};$

$$V_r = \frac{52 \cdot 12800}{30000} \frac{55^2}{28,6^2} = 82 \text{ м/сек.}$$

А у двигателя С259 (см. таблицы 3 и 5):

$D = 55 \text{ мм}; S = 52 \text{ мм}; d = 28 \text{ мм}; n = 11500 \text{ об/мин};$

$$V_r = \frac{52 \cdot 11500}{30000} \frac{55^2}{28^2} = 77 \text{ м/сек.}$$

Экспериментально установлено, что наивысшие значения коэффициента наполнения достигаются при $V_r = 80 \text{ м/сек}$ и $V_n = 19—20 \text{ м/сек}$ (см. таблицу 1). Тогда $d = (0,49—0,5) D$. Внутренний диаметр седла d_r клапана должен быть немного больше диаметра начала впускного канала, так как его проходное сечение уменьшается стержнем клапана. В среднем $d_2 = 1,10 \delta$, однако в ряде случаев $d_r = \delta$ (см. таблицу 5).

Для увеличения проходного сечения впускного клапана внутренняя поверхность седла выполняется не цилиндрической, как обычно, а конической (рис. 5).

Достаточно точно площадь проходного сечения $f_{ка}$ клапана подсчитывается по формуле:

$$f_{кл} = \pi (d_{кл} - e \cdot \cos \alpha) \sqrt{h^2 + e^2 - 2h \cdot e \cdot \sin \alpha},$$

где

$d_{кл}$ — наружный диаметр головки клапана;

e — ширина фаски на клапане или седле;

α — угол фаски клапана;

h — подъем клапана.

Пример подсчета площади проходного сечения клапана двигателя С259 (см. таблицу 5):

$$d_{кл} = 34 \text{ мм}; l = 1,8 \text{ мм}; h = 8 \text{ мм}; L = 45^\circ;$$

$$f_{кл} = \pi (34 - 1,8 \cdot \cos 45^\circ) \sqrt{8^2 + 1,8^2 - 2 \cdot 8 \cdot 1,8 \sin 45^\circ} = 693 \text{ мм}^2 = 6,9 \text{ см}^2.$$

Из формулы следует, что $f_{кл}$ увеличивается с уменьшением ширины фаски, поэтому максимальное проходное сечение клапана

Таблица 5

Параметры клапанов, их проходных сечений, скорости газов и время-сечение гоночных и спортивных двигателей ВНИИМОТПРОМА

Модель двигателя	Рабочий объем (см³)	Число цилиндров	Наименование клапана	Диаметр головки клапана $d_{кл}$ (мм)	Отношение $d_{кл}$ впускного к $d_{кл}$ выпускного	Ширина фаски e (мм)	Угол фаски α	Максимальный подъем клапана h (мм)	Диаметр горловины d_r (мм)	$f_{кл}$ (см²)	f_r (см²)	$f_{кл} / f_r$	n d_r	v_2 (м/сек)	Время-сечение (мм²/сек) v_2	Удельное время-сечение (мм²/сек) v_2	Диаметр диффузора карбюратора
С159	124	1	Впускной	34	1,21	1,4	45°	8,5	30	7,8	6,7	1,16	0,283	82	1,79	14,4	28,6
			Выпускной	28		2,0	45°	7,7	25	5,3	4,6	1,15	0,308	114	1,15	9,3	28
С259	247	2	Впускной	34	1,13	1,8	45°	8,0	29	6,9	6,22	1,10	0,276	77	1,63	13,1	30
			Выпускной	30		1,6	30°	8,0	26	5,95	4,93	1,20	0,308	98	1,24	10,0	30
С360	347	2	Впускной	37	1,12	1,7	45°	8,0	32	7,4	7,65	0,97	0,25	83,5	2,02	11,65	32
			Выпускной	33		1,7	45°	8,0	29	6,7	6,92	1,08	0,275	95	1,65	9,53	32
С51	495	2	Впускной	41	1,10	0,8	Сферич.	9,25	34	9,9	8,6	1,15	0,272	87	2,93	11,75	35
			Выпускной	37		2,0	45°	9,25	34	7,7	8,6	0,90	0,272	81,5	2,74	11,0	35
КР-5	498	1	Впускной	47	1,12	1,8	45°	8,2	42,5	9,8	13,7	0,715	0,193	112	—	—	—
			Выпускной	42		1,7	45°	8,5	38	9,1	10,8	0,83	0,224	94,2	—	—	—

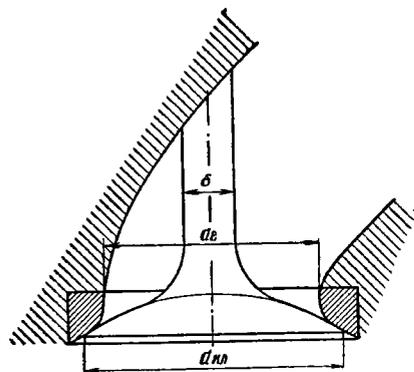


Рис. 5. Сферическое седло с клапанами.

достигается при сферических контактных поверхностях седла и клапана — теоретически $e=0$. Однако уже при притирке такого клапана к седлу появляется фаска шириной 0,7—1,0 мм, быстро расширяющаяся в процессе работы двигателя. Это сопровождается изменением зазора между клапанами и рокером (толкателем или коромыслом).

При наличии впускного клапана из титанового сплава необходимость в регулировке зазоров возникла примерно через 100 км пробега (двигатель С259 выпуска до 1962 г.). Ввиду этого сферические седла и клапан нельзя применять для впускных клапанов из титанового сплава, т. к. ширина фаски должна быть 1,5—2,0 мм (см. таблицу 5). Обычно применяются углы фаски клапана 45° и реже 30° .

Исследованиями расхода газа через клапанную щель, проводимыми для авиационных поршневых двигателей, было установлено, что оптимальный угол фаски α зависит от соотношения высоты подъема клапанов к диаметру горловины его седла $\left(\frac{h}{d_r}\right)$. Эта зависимость имеет некоторую разницу для впускных и выпускных клапанов. Для впускных клапанов гоночных мотоциклетных двигателей $\frac{h}{d_r} \cong 0,23—0,28$ (см. таблицу 5), при этом угол фаски, обеспечивающий максимум расхода $\alpha=45^\circ$, а при $\frac{h}{d_r}=0,3—\alpha=50^\circ$.

Для выпускных клапанов гоночных двигателей $\frac{h}{d_r}=0,27—0,32$, при этом оптимальный угол фаски $\alpha=45^\circ$. Поэтому угол фаски $\alpha=45^\circ$ более распространен на гоночных двигателях, чем $\alpha=30^\circ$, в то время как расчетное $f_{кл}$ больше для $\alpha=30^\circ$, чем для $\alpha=45^\circ$ на 6—10%. Преимуществом фаски с $\alpha=45^\circ$ является лучшая центровка клапана в седле, особенно при увеличении зазора между стержнем клапана и направляющей выше номинального.

При форсировке двигателей часто приходится увеличивать подъем клапана. Это наиболее эффективно до тех пор, пока $f_{кл}$ не станет больше проходного сечения горловины

$$f_n = \frac{\pi d_r^2}{4} - \frac{\pi \delta^2}{4},$$

где δ — диаметр стержня клапана.

При полном подъеме клапана его проходное сечение будет лимитироваться проходным сечением горловины. Увеличивать $f_{кл}$ больше 1,1 нецелесообразно, так как почти не повышается расход газа, но становятся значительно больше инерционные нагрузки на механизм газораспределения. Значения $f_{кл}$, f_r и V_r приведены в таблице 6.

Наполнение цилиндра свежей смесью зависит не только от проходного сечения клапана, но и от времени, в течение которого открыт впускной клапан. Наиболее полно оно характеризуется фактором «время-сечение», учитывающим не только переменную площадь проходного сечения клапана, но и продолжительность его открытия по времени, что зависит от профиля кулачка.

Для гоночных высокооборотных двигателей профиль кулачка определяется не только время-сечением, но и максимальными ускорениями, от которых зависят инерционные нагрузки на механизм газораспределения и усилие пружин.

Продолжительность открытия клапана выражается в градусах поворота коленчатого вала и называется фазами газораспределения. Моменты и продолжительность открытия клапанов зависят от: быстроходности двигателя, числа клапанов в одном цилиндре и их пропускной способности, геометрических размеров выпускной системы, длины впускного тракта и других факторов. Поэтому большинство этих вопросов решается экспериментально во время доводки двигателя. Например, при доводке двигателя С159 для повышения мощности от 18 до 21,6 л. с. было опробовано 13 профилей кулачков, из них 7 впускных и 6 выпускных.

Опережение открытия впускного клапана для современных гоночных двигателей находится в пределах $50—60^\circ$ до верхней мертвой точки (в. м. т.), при этом мало зависит от быстроходности двигателя (см. табл. 6). Продолжительность открытия впускного клапана составляет $290—320^\circ$ по углу поворота коленчатого вала. Запаздывание закрытия составляет $60—85^\circ$ после нижней мертвой точки (н. м. т.). Такие широкие фазы впуска возможны ввиду наличия инерции газовых потоков. опережение открытия впускного клапана обеспечивает быстрое наполнение цилиндра, а проникновению во впускной канал отработанных газов препятствует инерция потока в выпускном канале. Поток свежей смеси по инерции поступает в цилиндр и после достижения поршнем н. м. т., что делает возможным запаздывание закрытия клапана. Однако широкие фазы и большие углы перекрытия приводят к обратной выбросу смеси на промежуточных режимах, ввиду уменьшения инерции потоков смеси с сокращением оборотов. Этим частично объясняется укороченный рабочий диапазон оборотов гоночных двигателей.

Опережение открытия выпускного клапана $70—100^\circ$ до н. м. т. обеспечивает улучшение очистки цилиндра и способствует созданию разрежения в цилиндре к моменту открытия впускного клапана. Запаздывание закрытия $45—55^\circ$ после в. м. т. улучшает

очистку благодаря инерции потока отработанных газов и при достижении поршнем в. м. т.

Продолжительность выпуска составляет 300—330° по углу поворота коленчатого вала, а перекрытие клапанов гоночных двигателей — 88—105° (см. таблицу 6).

Таблица 6

Фазы газораспределения четырехтактных гоночных и спортивных двигателей (по углу поворота коленчатого вала)

Модель двигателя	Рабочий объем двиг. (см³)	Число цилиндров	Литровая мощность (л. с./лб.)	Число оборотов при макс. мощ. (об/мин)	Впуск			Выпуск			Перекрытие (в град.)
					начало до в. м. т. (в град.)	конец после н. м. т. (в град.)	продолжительность (в град.)	начало до н. м. т. (в град.)	конец после в. м. т. (в град.)	продолжительность (в град.)	
C157A	124	1	130	11 000	48	80	308	80	56	316	104
C159	124	1	175	12 800	53	87	320	87	54	321	107
C259	248	2	161	11 500	55	78	313	89	44	313	99
C360	347	2	147	10 200	55	78	313	89	44	313	99
C-51	495	2	113	8 500	55	85	320	88	45	313	100
Нортон	499	1	104	7 200	60	67,5	307,5	85	45	310	105
КР-5	498	1	82,5	6 500	51	75	306	96	53	329	104
БСА-Золотая звезда	499	1	76	7 000	43	73	296	75	45	300	88
ЭСО-500	500	1	80	6 500	45	64	289	95	48	323	93

Опережение открытия выпускного клапана при наличии еще относительно высокого давления в цилиндре заставляет отработанные газы устремляться в выпускную систему с очень высокой скоростью, превышающей скорость звука. Быстрое удаление продуктов сгорания (чему способствует мегафон) является причиной образования в цилиндре разрежения, которое при оптимально подобранном диаметре и длине выпускной трубы и геометрических размерах мегафона достигает 0,5 кг/см².

Во впускном тракте происходят гармонические колебания топливно-воздушной смеси, возбуждаемые движением клапана, открывающего и закрывающего впускной канал со стороны цилиндра. При оптимально подобранной длине впускного тракта удается получить период разрежения над горловиной клапана во время его открытия, что также способствует улучшению наполнения цилиндра свежей смесью. Аналогично впускной системе в выпускном тракте образуются периоды пониженного давления. С увеличением длины выпускной трубы в известных пределах повышается длительность периода, в течение которого поддерживается разрежение как в трубе, так и в цилиндре.

Для улучшения наполнения впускной клапан должен открываться с возникновением разрежения в цилиндре и закрываться в момент входа в цилиндр волны давления. Для вышеуказанных двигателей период пониженного давления изменяется по длительности величины разрежения и смещается по углу поворота коленчатого вала с увеличением или уменьшением числа оборотов. Поэтому определенные оптимальные длина выпускной трубы и геометрические размеры мегафона соответствуют определенному режиму работы двигателя. Ввиду этого оптимальные параметры выпускной системы и длина впускного тракта подбираются на гоночных двигателях для чисел оборотов, соответствующих максимальной мощности, и обеспечивают улучшение наполнения в ограниченном диапазоне высоких чисел оборотов. Это является второй причиной наличия узкого диапазона оборотов гоночного двигателя.

Удлинение выпускной трубы повышает среднее эффективное давление при низких оборотах, что в большинстве случаев сопровождается снижением максимальной мощности. Отсутствие мегафона делает работу двигателя более «всерезимной», поэтому выпускные системы кроссовых мотоциклов не имеют мегафона и на них устанавливают длинные выпускные трубы. Укорочение впускного тракта (патрубка карбюратора) сдвигает максимум мощности в зону высоких оборотов, что часто сопровождается увеличением максимальной мощности и падением $M(P_e)$ в зоне низких оборотов.

Наибольшее разрежение в цилиндре во время впуска, кроме вышеуказанных факторов, зависит от проходных сечений впускного клапана (или клапанов). Для обеспечения разрежения в цилиндре и увеличения инерции потока отработавших газов, необходимо, чтобы их средняя скорость в клапанной щели и горловине была выше, чем свежей смеси у впускного клапана. Поэтому диаметры горловины седла и головки выпускного клапана делаются меньше, чем у впускного. В ряде случаев гоночные двигатели имеют разные профили кулачков для впуска и выпуска, причем выпускные кулачки имеют меньше время-сечения и ускорения (С259 и С360).

Иногда подъем выпускного клапана делается меньше, чем впускного (С159). Наиболее часто соотношения проходных сечений впускных и выпускных клапанов характеризуются отношениями диаметров головок клапанов, их подъемами и горловинами в седлах (см. таблицу 5).

Снижение гидравлических сопротивлений во впускных и выпускных трактах достигается плавными поворотами каналов и труб с большими радиусами закруглений и уменьшением сопротивления трения о поверхности каналов за счет тщательной полировки их стенок.

Для снижения потерь от завихрений у поверхностей седел и головок клапанов, соприкасающихся с потоками газов, закругляют острые углы и кромки. В ряде случаев впускные седло и головка

клапана не имеют конической поверхности — фаски, а выполняются сферическими поверхностями (см. рис. 5).

Чтобы избежать возникновения завихрений на стыках патрубка с карбюратором и головкой из-за выступания уплотняющей прокладки в канал (при флянцевом креплении карбюратора), прокладки сажают на цилиндрические бурты патрубка, входящие в расточки карбюратора и головки.

ПОВЫШЕНИЕ СРЕДНЕГО ЭФФЕКТИВНОГО ДАВЛЕНИЯ ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ЗА СЧЕТ УВЕЛИЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА НАПОЛНЕНИЯ

Улучшить наполнение в двухтактных двигателях следует путем увеличения время-сечения окон. Время-сечение окна прямо пропорционально его площади и продолжительности открытия и обратно пропорционально рабочему объему (одного) цилиндра и числу оборотов при максимальной мощности.

Для высокофорсированных двухтактных двигателей характерны большие площади окон и продолжительность их открытия (см. таблицу 7).

Увеличение площади окон по ширине ограничено прочностью кольца, а по высоте — полезным ходом поршня. При увеличении рабочего объема наполнение ухудшается, так как площадь окна пропорциональна второй степени диаметра цилиндра, а рабочий объем — третьей степени. Отсюда следует, что двухтактный двигатель с меньшим рабочим объемом одного цилиндра имеет преимущество по наполнению перед цилиндром с большим рабочим объемом. Наконец, повышение оборотов при заданном время-сечении окон также ухудшает наполнение.

Однако мощность можно увеличить и за счет использования дросселирующего сопротивления выпускного окна и разницы давлений в нем. Для преодоления потерь при продувке, вызываемых противодействием выпускной системы, желательно иметь степень сжатия кривошипной камеры в пределах 1,4—1,6. При этом следует иметь в виду, что противодействие повышается за счет дросселирующего сопротивления выпускной системы. Если учесть, что давление продувки и сопротивление окон конструктивно можно изменить в нужную сторону в довольно узких пределах, то остается лишь возможность воздействовать на противодействие выпускной системы с целью его снижения во время продувки.

Для обеспечения лучшего наполнения необходимо, чтобы в начале продувки противодействие у выпускного окна было низким и далее снижалось до разрежения при движении поршня к н. м. т., когда продувочные и выпускные окна открыты, а при движении

поршня к в. м. т. противодействие снова должно возрастать, чтобы свежая рабочая смесь не вытеснялась в выпускную трубу. С этой целью используют динамические колебания давления отработавших газов. Энергия, возбуждающая эти колебания, получается за счет кинетической энергии сгоревшей рабочей смеси во время предварения выпуска.*

Выходя из выпускных окон в выпускную систему, как импульс предварения выпуска, эта волна давления теряет часть своей энергии за счет трения о стенки выпускных патрубков и трубы. Этот процесс не подчиняется законам акустических колебаний, где масса газа принимается несжимаемой. Благодаря уплотняемости сжимаемой зоны волны ее скорость в головной части выше, чем у основания волны этой же зоны. В процессе выпуска газа в выпускную трубу вершина волн с большими скоростями перегоняет более медленные основания, и это увеличивает крутизну фронта волны.

При замене цилиндрического глушителя коническим диффузором волна давления, выходящая из диффузора, создает разрежение у его входа. Если же цилиндрическая выпускная труба перед диффузором отсутствует, то перед выпускным окном амплитуда этой волны по мере расширения диффузора уменьшается.

Таблица 7

Фазы газораспределения двухтактных гоночных двигателей (по углу поворота коленчатого вала)

Модель двигателя	Рабочий объем двигат. (см ³)	Число цилиндров	Угол продувки		Угол выпуска	Угол впуска	Наличие золотника
			основная	третий канал			
MZ	123,5	1	140	138	180	205°, открытие 40° после н. м. т.	Есть
Бультако	125	1	135	Нет	180	160°, открытие 80° до н. м. т.	Нет
C2-125	122,5	1	139	137	188	192°, открытие 52° после н. м. т.	Есть
C2-175	172,5	1	130	128	188	192°, открытие 52° после н. м. т.	"
Циммерман (лодочный)	172,5	1	132	129	186	200°, открытие 50° после н. м. т.	"
Кониг (лодочный)	348	2	127	127	178	195°, открытие 47° после н. м. т.	"
СЛ-175 (лодочный)	173	1	140	137	184	187° открытие	"

Если в конце диффузора на соответствующем расстоянии поставить перегородку с отверстием, то волна давления отразится на нее и возвратится через диффузор к выпускному окну, увеличив при этом свою амплитуду. Если перед этим в начале диффузора или

* Предварением выпуска называется часть хода поршня от момента открытия выпускного окна до момента открытия продувочных окон.

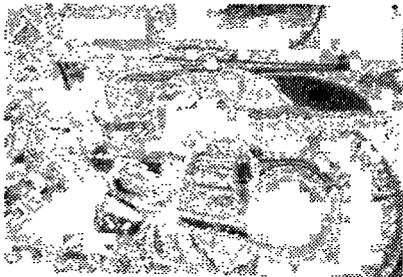


Рис. 6. Выпускная система двухтактного гоночного двигателя мотоцикла MZ-125.

в выпускной трубе была свежая смесь, поступившая из цилиндра под действием волны разрежения, то эта волна давления затолкнет ее обратно в цилиндр, создавая таким образом эффект наддува. Интенсивное перемешивание рабочей смеси в выпускном окне, происходящее от просасывания и обратного «заталкивания» ее в цилиндр, произведет частичное охлаждение днища, поршня и части цилиндра у выпускного окна. Когда поршень

закрывает окно, все последующие волны отражаются от него, что вызывает соответственно колебания в выпускной системе, которые либо затухают к следующему циклу, либо встречаются с новым импульсом давления предварения выпуска. В зависимости от своей интенсивности и смещения по фазе они могут положительно или отрицательно влиять на нужные волны давления и разрежения. То обстоятельство, что между циклами в выпускной системе есть только собственные колебания, дает возможность использовать одну общую выпускную систему для двухцилиндровых двигателей.

В конструкции выпускной системы наиболее важными факторами являются: во-первых, расстояние от выпускного окна до отражающей перегородки глушителя и ее форма; во-вторых, форма выпускной системы до этой перегородки, благоприятная для истечения газов. Чтобы создать эффект наддува, расстояние от выпускного окна до перегородки должно обеспечить в нужный момент отражение волны давления.

От конструкции отражающей перегородки зависит высота амплитуды отраженной волны. Перегородка может представлять собой простую стенку с отверстием, решетку или обратный конус различной длины. Большинство современных гоночных двухтактных двигателей снабжено выпускной системой с отражающей стенкой в виде обратного конуса (рис. 6) (MZ, Судзуки, Ямахи, Бульгако и т. д.). Сопротивление отверстия в отражающей стенке может быть уменьшено или увеличено путем присоединения к нему цилиндрической трубы или трубы в форме насадки Винтури.

От угла конуса диффузора зависит амплитуда волны разрежения. Если по конструктивным соображениям диффузор невозможно начать у самого выпускного патрубка цилиндра, то труба между цилиндром и диффузором должна иметь минимальное сопротивление. При расположении выпускного патрубка сзади цилиндров не требуется изгиба трубы, что необходимо при переднем расположении этого патрубка. Ввиду того двигатели MZ и Судзуки имеют заднее расположение выпускного патрубка. Во избежание потерь энергии импульса предварения выхлопа желательно иметь одно

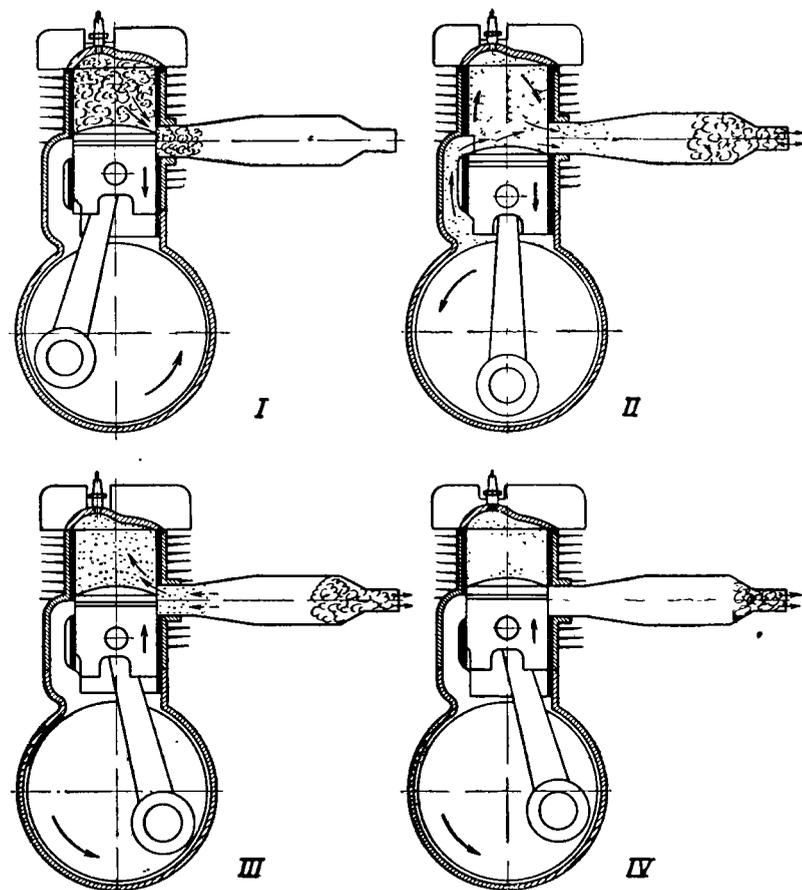


Рис. 7. Схема работы выпускной системы двухтактного гоночного двигателя.

выпускное окно без перемычки. Перемычка создает вредное дросселирование, увеличивает сопротивление, сильно перегревается и деформируется. Однако ввиду прогиба кольца и недостаточной жесткости гильзы цилиндра избежать перемычки не всегда удастся.

Подбор оптимальной выпускной системы значительно увеличивает мощность двухтактного двигателя. В настоящее время посредством осциллографирования давлений в выпускной системе и картере, проводимого синхронно с работой коленчатого вала, удается получить ясную картину ее работы. Но повышение мощности за счет оптимальной выпускной системы может быть лимитировано наполнением рабочей смеси кривошипной камеры. Иначе говоря,

время-сечение впускного окна недостаточно, что усугубляется гидравлическими сопротивлениями впускного канала. Поэтому при применении на впуске дискового золотника, обеспечивающего увеличение продолжительности фазы впуска и уменьшающего гидравлические сопротивления впускного канала как за счет сокращения его длины, так и уменьшения изгиба, двухтактный гоночный двигатель достигает максимальной мощности (до 300 л. с. /л). Однако оптимальная длина от впускного окна до отражающей перегородки в выпускной системе может соответствовать только определенному числу оборотов. Изменение режима оборотов двигателя приводит к тому, что эта длина становится не оптимальной. С увеличением литровой мощности двухтактного гоночного двигателя суживается и диапазон его рабочих чисел оборотов. Как видно из рис. 3, рабочий диапазон двигателя МЦ-125 равен 2300 об/мин.

На рис. 7 показана схема работы выпускной системы двухтактного гоночного золотникового двигателя.

Позиция I. Поршень, двигаясь вниз, открывает выпускное окно, но продувочные окна еще закрыты. Отработавшие газы из цилиндра с большой скоростью устремляются в выпускную систему.

Позиция II. Поршень, продолжая движение вниз, открыл продувочные окна. За счет диффузора выпускной системы перед впускным окном создается разрежение. Свежая смесь из продувочных каналов наполняет цилиндр и частично поступает в выпускную систему. Кроме того, на позиции II показано наполнение цилиндра через третий канал и охлаждение днища поршня свежей смесью.

Позиция III. Поршень, двигаясь вверх, закрыл продувочные окна. В это время отраженная волна выталкивает обратно в цилиндр свежую смесь, отсосанную в выпускную систему.

Позиция IV. Поршень подходит к в. м. т., выпускное окно закрыто, и из выпускной системы продолжают выходить отработавшие газы до момента, пока давление не сравняется с атмосферным.

ВЛИЯНИЕ АТМОСФЕРНЫХ УСЛОВИЙ И ВИДОВ ТОПЛИВА НА КОЭФФИЦИЕНТ НАПОЛНЕНИЯ

С повышением температуры и уменьшением давления атмосферного воздуха падает плотность особенно воздуха и в меньшей степени топлива, а поэтому снижается весовое наполнение двигателя топливно-воздушной смесью. При повышении или понижении температуры плотность воздуха и топлива изменяется примерно в соотношении 4 : 1. Если изменяется атмосферное давление, то и плотность воздуха как газа изменяется, а плотность топлива как жидкости — практически величина постоянная (в пределах колебания атмосферного давления). Следовательно, с изменением ат-

мосферных условий меняется регулировка карбюратора. Например, при повышении температуры или понижении атмосферного давления происходит обогащение смеси. Изменение наполнения сказывается на величине замеров мощности двигателя, ввиду того мощность двигателя производится к нормальным условиям $V=760$ мм рт. ст. и температуре 15°C (см. главу 12). Чтобы избежать нагрева воздуха и топлива в карбюраторе, последний отделяется от двигателя теплоизолирующими прокладками. В двухтактном двигателе весовое наполнение кривошипной камеры также зависит от ее температуры. Вот почему на гоночных двигателях охлаждению кривошипной камеры придается особое значение.

Теплотворная способность 1 м³ топливно-воздушной смеси практически одинакова для всех видов топлив, горючими элементами которых являются углерод и водород, и не зависит от их химического состава. Это объясняется тем, что топлива, содержащие больше водорода и выделяющие в связи с этим больше тепла, требуют для своего сгорания соответственно больше воздуха (см. главу 8).

Основным свойством топлива, от которого зависит увеличение наполнения, а в ряде случаев и допустимая степень сжатия, является скрытая теплота испарения. Чем она выше, тем больше тепла при испарении топливо отнимает от воздуха, входящего в состав рабочей смеси, а также от стенок впускного тракта и деталей двигателя. С понижением температуры увеличивается плотность заряда смеси, следовательно, повышается и коэффициент наполнения двигателя.

Наибольшей скрытой теплотой испарения обладают спирты, а из них — метиловый спирт. Количество его в рабочей смеси примерно в 2,9 раза больше, чем бензина. При использовании метилового спирта обеспечивается наибольшее снижение температуры. Так как часть топлива испаряется только в цилиндре двигателя, то происходит усиленное охлаждение наиболее нагретых зон в камере сгорания и снижение температуры горючей смеси в конце сжатия. Таким образом создаются условия для увеличения степени сжатия благодаря высокому октановому числу метилового спирта (более 100).

Применяя в качестве топлива метиловый спирт, целесообразно повышать степень сжатия до 15 (для цилиндра, имеющего рабочий объем 500 см³). Замена бензина метиловым спиртом и увеличение степени сжатия с 8,5 до 15 на двигателе ЭСО-500 дает возможность увеличить мощность до 15%. Однако метиловый спирт как топливо имеет и свои недостатки — низкую скорость горения. Из-за этого на высокооборотных двигателях (свыше 10 000 об/мин) часто не наблюдается прироста мощности (опыты ВНИИМОТРОМА на двигателе С157А).

В наиболее массовых мотоциклетных соревнованиях (многодневный кросс и шоссейно-кольцевые гонки) применяется только бензин. Все виды спиртов использовать запрещено.

ПОВЫШЕНИЕ МОЩНОСТИ ПУТЕМ УВЕЛИЧЕНИЯ ЧИСЛА ОБОРОТОВ

Повышением только одного среднего эффективного давления не удается добиться высоких мощностей, необходимых для современных гоночных двигателей. Следует увеличить число оборотов. Для современных гоночных двигателей оно достигает 20000 об/мин.

Что лимитирует повышение числа оборотов у быстроходных двигателей? Причины могут быть различные. Вот главные из них:

- 1) повышение мощности трения и падение механического к. п. д.;
- 2) снижение коэффициента наполнения, а следовательно, и P_e приводящее к перегибу кривой мощности;
- 3) механическая прочность деталей двигателя, подвергающихся действию инерционных нагрузок.

В главе II указывалось на основные причины повышения мощности трения и падения механического к. п. д. при увеличении быстроходности двигателя. За счет уменьшения хода поршня, путем увеличения числа цилиндров (рабочий объем цилиндра 25—42 см³) удастся получить 15000—20000 об/мин, не превышая средней скорости поршня 20 м/сек. Именно такой путь развития конструкции гоночных двигателей избрали японские фирмы Хонда и Судзуки, получившие наибольшие литровые мощности.

В предыдущих разделах рассматривалась зависимость коэффициента наполнения от различных факторов. В основном коэффициент наполнения зависит от время-сечения органов газораспределения. С увеличением оборотов двигателя сокращается время, отводимое на наполнение, в то время как сечение остается неизменным. Следовательно, уменьшается время-сечение органов газораспределения. Поэтому чем выше обороты при максимальной мощности, тем больше должно быть время-сечение. На рис. 8, а показана зависимость удельного время-сечения $\frac{(\text{мм}^2/\text{сек}^2)}{л}$ от числа

оборотов и литровой мощности для четырехтактных гоночных и спортивных двигателей (рис. 8, б).

Инерционные нагрузки на детали двигателя возрастают пропорционально квадрату числа оборотов. Основным фактором, лимитирующим быстроходность четырехтактных двигателей, является увеличение силы инерции движущихся частей механизма газораспределения, приводящее к отставанию клапана от кулачка. Чтобы устранить это отставание, требуется усилить клапанные пружины. Однако усиление пружин увеличивает и их вес. Имеется ряд способов снижения веса деталей клапанного механизма. А именно:

а) применение титановых сплавов для впускных клапанов, имеющих меньшую рабочую температуру;

б) использование в одном цилиндре малого рабочего объема (25—42 см³) двух выпускных и одного титанового впускного клапана (трехклапанная головка);

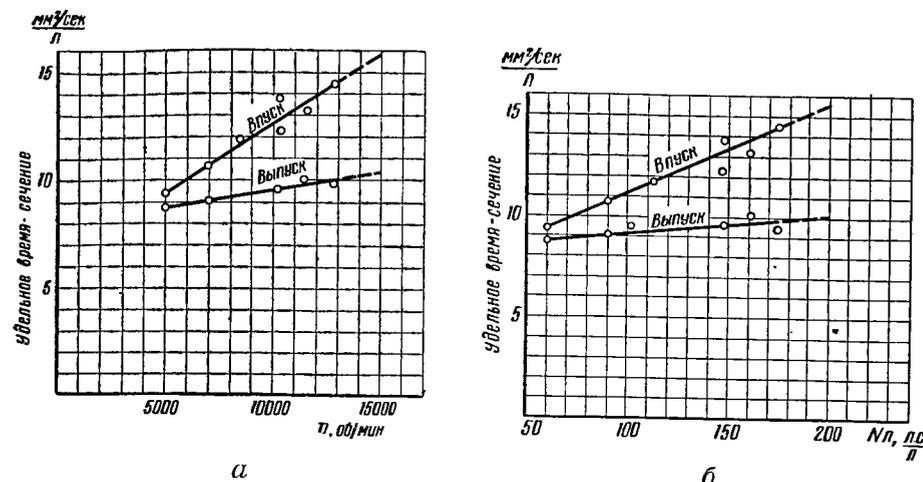


Рис. 8. Зависимость удельного время-сечения четырехтактных спортивных и гоночных двигателей: а—от числа оборотов при максимальной мощности; б—от литровой мощности.

в) применение при тех же условиях четырех клапанов из жаростойких сталей или сплавов.

Именно таким способом фирме Хонда на гоночных мотоциклах классов 125 и 250 см³ удалось добиться эксплуатационной быстроходности до 18000 об/мин. При этом двигатели Хонда являются и одними из наиболее надежных.

Быстроходность двухтактных двигателей в основном зависит от механической прочности подшипника большой головки шатуна по причине недостаточного поступления смазки в этот узел.

ГЛАВА III.

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИИ НА МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ

Конструкция, форсировка и долговечность двигателя в конечном счете определяются его назначением. К гоночным — одно требование. К спортивным — другое. Принято двигатели делить на следующие группы:

1. Спортивные двигатели, выполненные на базе двигателей дорожных мотоциклов и не имеющие принципиальных конструктивных отличий, за исключением увеличения мощности путем увеличе-

ния степени сжатия. Такими двигателями оснащаются, как правило, мотоциклы для многодневных и кроссовых соревнований.

2. Спортивные двигатели, выполненные на базе серийных дорожных двигателей, в которые внесен ряд конструктивных изменений, направленных на увеличение мощности, а именно: для четырехтактных двигателей (повышение степени сжатия, увеличение диаметров впускных и выпускных каналов и клапанов, их подъемов, профиля кулачков газораспределения и т. д.) и для двухтактных двигателей (увеличение степени сжатия, сечения окон и каналов и т. п.) (см. главу II). Такие двигатели применяются для кроссовых и шоссейно-кольцевых мотоциклов класса Б, а также частично для соревнований по гаревой и ледяной дорожкам и мотоциклов, участвующих в международных многодневных соревнованиях.

3. Двигатели, специально спроектированные для мотоциклов, предназначенных к определенным соревнованиям. Сюда относятся двигатели гоночных мотоциклов для шоссейно-кольцевой гонки (класса А), трековых, рекордно-гоночных, ряда моделей кроссовых и ипподромных мотоциклов (спортивные мотоциклы ЭСО, кроссовые — БСА, КР-5 и другие).

Двигатели третьей группы, особенно гоночные, наиболее сложны по конструкции, а также в обслуживании и ремонте. Так как рекордно-гоночные мотоциклы очень редки и почти отсутствуют в наших спортивных обществах, поэтому нет необходимости останавливаться на конструктивных особенностях их двигателей. Обратимся к мотоциклам, широко применяемым в соревнованиях.

Наибольший технический прогресс в области мотоциклетного двигателестроения за последние 10—15 лет наблюдается в развитии конструкции двигателей для шоссейно-кольцевых гоночных мотоциклов (сокращенно — гоночных двигателей). Из числа поршневых двигателей без нагнетателей эти двигатели обладают наибольшей литровой мощностью. Наглядным примером роста литровой мощности гоночного двигателя может служить двигатель гоночного мотоцикла $MZ R_e=125$, литровая мощность которого за последние 12 лет возросла с 95 л. с./л. до 240 л. с./л.

Результаты и опыт работ над гоночными двигателями в первую очередь реализуются на спортивных двигателях. Так как влияние конструкции двигателя на его мощность особенно сильно отражается в гоночных двигателях, то необходимо рассказать о конструкции самого двигателя и его основных узлов. Двигатели шоссейно-кольцевых гоночных мотоциклов делятся на подгруппы:

- а) четырехтактные с двумя верхними распределительными валами, закрытие клапанов у которых осуществляется пружинами;
- б) четырехтактные с верхними распределительными валами, закрытие клапанов у которых осуществляется принудительно (десмодромик);
- в) двухтактные с дисковым золотником на впуске;
- д) двухтактные, не имеющие золотника (типа ЕМС и Буль-тако).

КОНСТРУКЦИЯ ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ ГОНОЧНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Примером конструкции двигателя, закрытие клапанов у которого осуществляется пружинами, является двигатель С360 (рис. 9).

Двигатель С360 — двухцилиндровый с двумя верхними распределительными валами. Цилиндры выполнены отдельно, расположены поперек оси рамы мотоцикла и наклонены вперед под углом 10° от вертикальной оси.

В алюминиевые цилиндры запрессованы гильзы из высокоуглеводородного чугуна, обладающего большой износоустойчивостью. Картер является общим для двигателя, коробки передач и сцепления, кроме того, в нижней его части имеется резервуар для масла. Преимуществом такого картера является: малый вес, снижение центра тяжести мотоцикла, ускорение прогрева масла при пуске двигателя, улучшение компоновки и внешнего вида мотоцикла в связи с отсутствием отдельного маслобака. Картер состоит из трех частей и двух крышек, имеющих разъемы вдоль оси рамы мотоцикла и крепится к раме мотоцикла жестко в четырех точках.

Коленчатый вал двигателя — двухколенный, трехопорный и легко разборный. Он состоит из четырех частей, соединяемых торцевыми шлицами, и стягивается тремя болтами с дифференциальной резьбой (рис. 10). Болт и щеки имеют с обеих сторон резьбы с разными шагами; таким образом, при завертывании в две сопрягаемые щеки они приближаются друг к другу на величину разницы шагов резьб. Благодаря этому торцевые шлицы щек плотно притягиваются друг к другу.

Крайними опорами коленчатого вала являются два роликовых подшипника, средней опорой служит шариковый подшипник, запрессованный в круглый дюралюминиевый вкладыш, который вместе с собранным коленчатым валом, в свою очередь, запрессован в цилиндрическую расточку средней части картера. Осевая фиксация коленчатого вала осуществляется в средней опоре.

В большой головке шатуна применен двухрядный роликовый подшипник с сепаратором из дюралюминия. Ролики работают, с одной стороны, по кольцу, надетому на каждый кривошипный палец коленчатого вала, а с другой — по телу шатуна. Шатуны — стальные, усиленные, полированные с бронзовыми втулками в малых головках.

Поршни двигателя кованые из жаростойкого алюминиевого сплава АК-4. Каждый поршень снабжен двумя компрессионными и одним маслосъемным кольцами. Поршень соединен с шатуном плавающим пальцем, имеющим диаметр 17 мм.

Привод механизма газораспределения осуществляется от коленчатого вала тремя цилиндрическими шестернями и далее семью коническими шестернями. Вращение от нижних шестерен распределения, размещенных в картере двигателя, передается вверх к

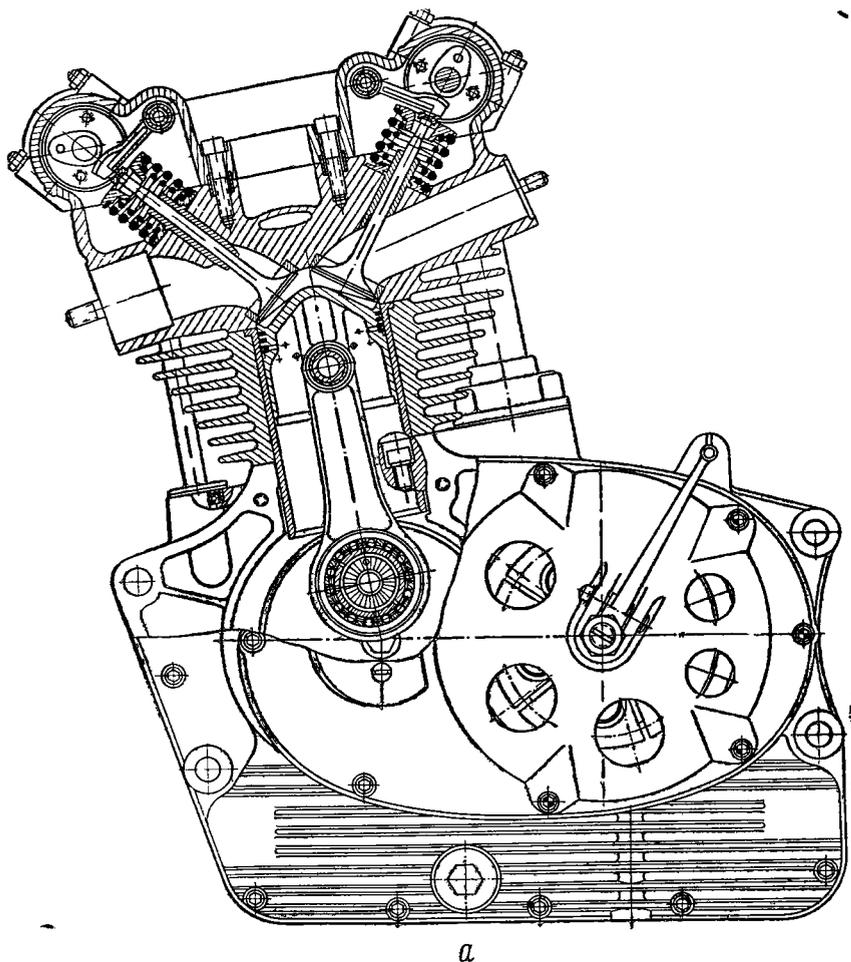
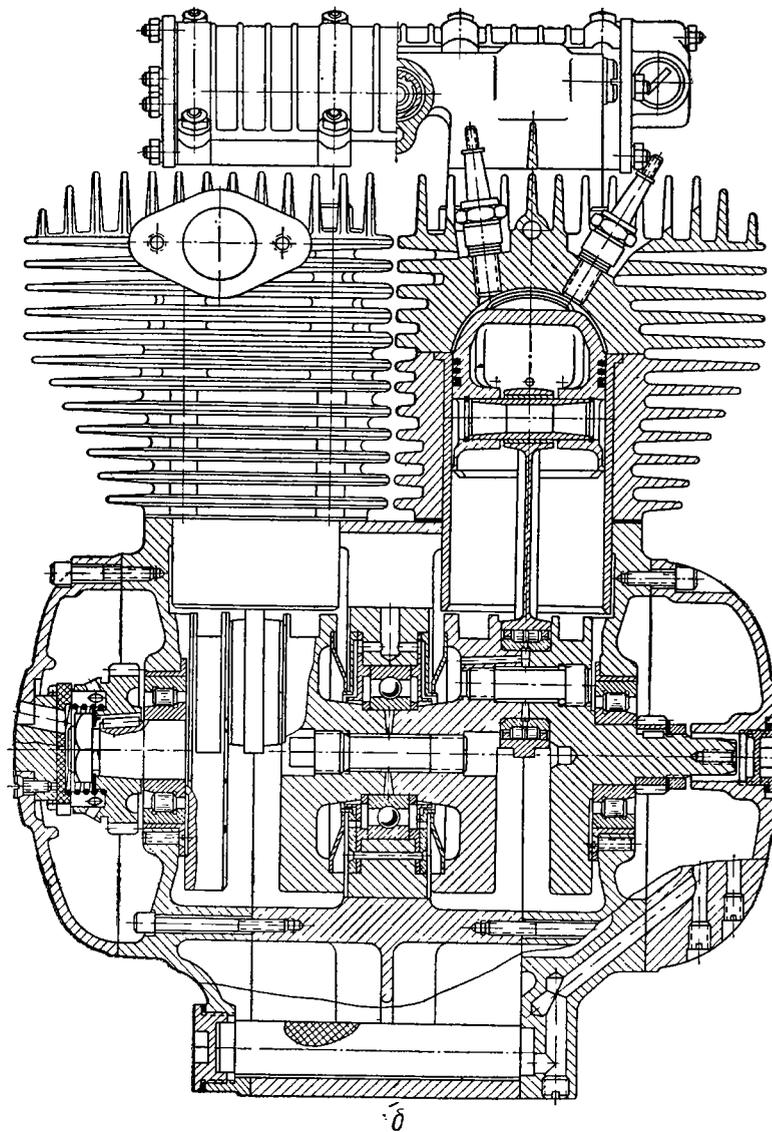


Рис. 9 а, б. Схема

шестерням, смонтированным в картере распределительного механизма при помощи вертикального вала, ось которого параллельна осям цилиндров. Он соединяется с ведомой нижней конической шестерней при помощи эвольвентных шлиц. В верхней части вертикальный вал имеет коническую шестерню, выполненную за одно целое с ним и входящую в зацепление с конической шестерней,



двигателя С360.

изготовленной также за одно целое с задним распределительным валом.

Вращение от заднего распределительного вала к переднему передается двумя коническими шестернями, хвостовики которых образуют горизонтальный вал. Таким образом, коническая шестерня заднего распределительного вала входит в зацепление с двумя ко-

ническими шестернями (вертикального и горизонтального валов) и является по отношению к ним промежуточной (паразитной). Оба хвостовика шестерен горизонтального вала соединяются между собой при помощи муфты с эвольвентными шлицами и вращаются в двух бронзовых втулках. Как оба распределительных вала, так и обе шестерни горизонтального вала—попарно взаимозаменяемы. Каждый распределительный вал вращается на четырех шарикоподшипниках и на нем монтируются по два кулачка. Однако впускные и выпускные кулачки имеют различные профили, а поэтому невзаимозаменяемы.

Для установки и перестановки фаз газораспределения каждый кулачок посажен на цилиндрическую часть вала по скользящей

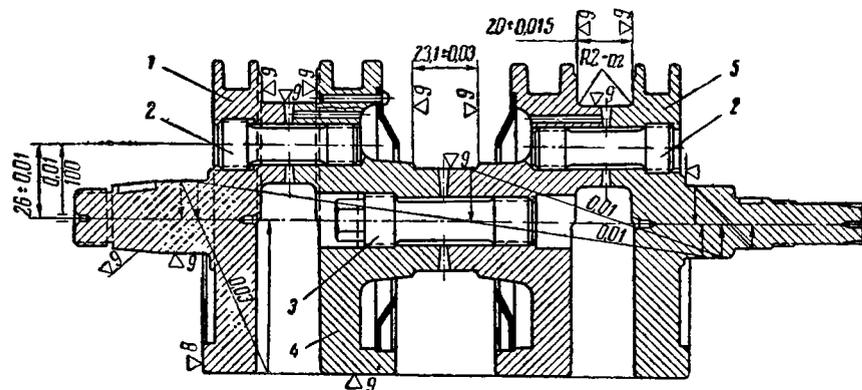


Рис. 10. Коленчатый вал двигателя С259: 1—щека левая; 2—болт кривошипных щек; 3—болт средних щек; 4—щека средняя; 5—щека правая.

посадке и крепится к муфте через цилиндрический штифт и торцовую затяжку, достигаемую гайкой. Муфта посажена на конус распределительного вала и затягивается той же гайкой. Поворачивая каждую муфту в конусном соединении относительно распределительного вала, можно установить кулачок в требуемом положении и затем затянуть гайкой. При перестановке фаз необходимо отпустить гайку и стянуть муфту с конуса. Такой относительно простой по конструкции делительный механизм позволяет при известном навыке обеспечить точность установки фаз газораспределения до 1° по углу поворота коленчатого вала.

Картер распределительного механизма крепится к двум раздельным головкам цилиндров при помощи восьми винтов и четырех болтов.

Каждая головка совместно с цилиндром крепится к картеру двигателя четырьмя болтами, завертываемыми в специальные стальные футорки-шпильки. Последние нижним концом завернуты в картер, а в их верхней части имеются резьбовые отверстия, в которые завертываются вышеуказанные болты.

Плоскости сопряжения головок и цилиндров тщательно доведены и не имеют уплотнительных прокладок.

Обе головки в сборе с картером механизма распределения демонтируются и монтируются на двигатель как одно целое.

На двигателе применены выпускные клапаны из жаростойкого сплава и впускные клапаны из титанового сплава; работают они в бронзовых направляющих. Седла выполнены из жаростойкой бронзы и запрессованы в головки цилиндров. Клапанные пружины — двойные, цилиндрические. Тарелки клапанных пружин выполнены из дюралюминия. Управление клапаном от кулачка осуществляется через одноплечий рычаг (рокер). Для разгрузки штока клапана от боковых усилий рокер нажимает на клапан через сферический подпятник, представляющий собой шарик, срезанный с нижней стороны. Зазор в клапанах обеспечивается подбором этих шариков, имеющих разную высоту среза.

Во избежание разбивания торца штока клапана на него надет колпачок из закаленной стали. Для повышения износостойкости трущиеся поверхности рокеров и кулачков наплавлены сормайт.

Система смазки — циркуляционная с сухой кривошипной камерой (рис. 11). Циркуляция масла обеспечивается двухступенчатым шестеренчатым насосом, смонтированным в правой крышке картера и приводимым во вращение при помощи промежуточной цилиндрической шестерни распределения. Масло забирается из маслорезервуара через сетчатый фильтр с крупной сеткой и, пройдя маслонасос, прокачивается через другой сетчатый фильтр с более мелкой сеткой, размещенной в правой крышке картера. (Два маслофильтра необходимы ввиду того, что двигатель, коробка передач и передняя передача имеют общий масляный резервуар). Затем путь масла разветвляется: часть его подается по сверленным каналам и вкладышу средней опоры коленчатого вала и поступает в два маслоуловительных кольца, приклепанных к обеим средним щекам коленчатого вала. Далее масло центробежной силой нагнетается по сверлению в кривошипном пальце каждой из щек и через паз, образованный срезанной частью зуба торцовых шлиц, поступает к кольцевой канавке, выполненной на внутренней поверхности кольца роликового подшипника большой головки шатуна. При этом в маслоуловительных кольцах происходит центробежная очистка масла (центрифугирование).

Из кольцевой канавки масло нагнетается центробежной силой через ряд радиальных сверлений в кольце на беговую дорожку роликов. Другая часть масла ($\approx 2/5$) подается по шлангу вверх к картеру распределительного механизма. Здесь под давлением смазываются втулки шестерен горизонтального вала и рокеров, а также трущиеся поверхности кулачков и рокеров.

Все остальные узлы и сопряжения двигателя смазываются разбрызгиванием и самотеком.

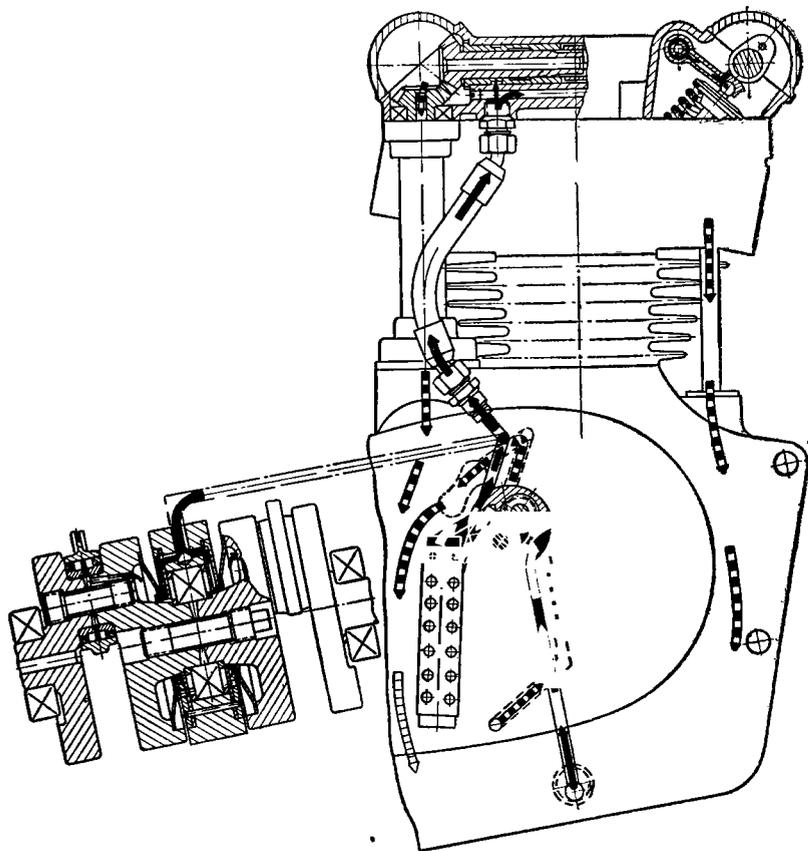


Рис. 11. Схема системы смазки двигателя С360 (С259).

Из верхней части двигателя масло стекает в маслорезервуар картера по двум трубкам, расположенным впереди цилиндров. Вторая ступень маслососа откачивает масло из кривошипной камеры картера и маслорезервуара, и так как при этом откачивается только $3/5$ нагнетаемого масла, то обе ступени маслососа выполнены одинаковыми. Откачиваемое второй секцией маслососа масло подается по сверленным каналам в верхнюю часть полости коробки передач и, вытекая из отверстия, попадает на ее шестерни. На нижней стенке полости коробки передачи имеется паз и отверстие для стока масла в маслорезервуар. Поэтому шестерни коробки передач не погружены в масло, благодаря чему отсутствуют гидравлические потери.

Для предохранения второй секции маслососа от попадания посторонних частиц масло засасывается из кривошипной камеры через сетчатый фильтр. В маслорезервуар заливается 2,4 литра касторового масла.

Для определения необходимого уровня масла в резервуаре в правой части картера имеется контрольное отверстие.

Система зажигания — батарейная от аккумуляторной батареи, работавшей на разряд. Для ускорения процесса сгорания и возможности продолжать гонку в случае выхода одной свечи каждая головка цилиндров снабжена двумя свечами. Поэтому применен прерыватель с двумя молоточками и две двухскровые катушки. На двигателе использованы высококалильные свечи с 10-мм резьбой на ввертной части, длина которой равна 18 мм. Прерыватель выполнен в виде отдельного агрегата на самостоятельных опорах и имеет передаточное отношение привода 1:2. Расположен он на правой крышке картера, приводится во вращение от промежуточного вала распределения.

В систему питания входят два карбюратора К99М, имеющие диаметр диффузора 30 мм, и одна отдельная поплавковая камера. Чтобы исключить вредные влияния вибрации, карбюраторы и поплавковая камера подвешены на резиновых амортизирующих элементах.

Для контроля оборотов двигателя мотоцикл снабжен тахометром, расположенным на верхнем мостике передней вилки. Его привод осуществлен от переднего распределительного вала через редуктор посредством гибкого вала.

Отечественный четырехцилиндровый двигатель гоночного мотоцикла «Восток» (С364)

В 1964 г. в ЦКЭБ мотоцикlostроения был изготовлен гоночный мотоцикл класса 350 см³ с четырехтактным четырехцилиндровым двигателем (техническая характеристика приведена в конце книги).

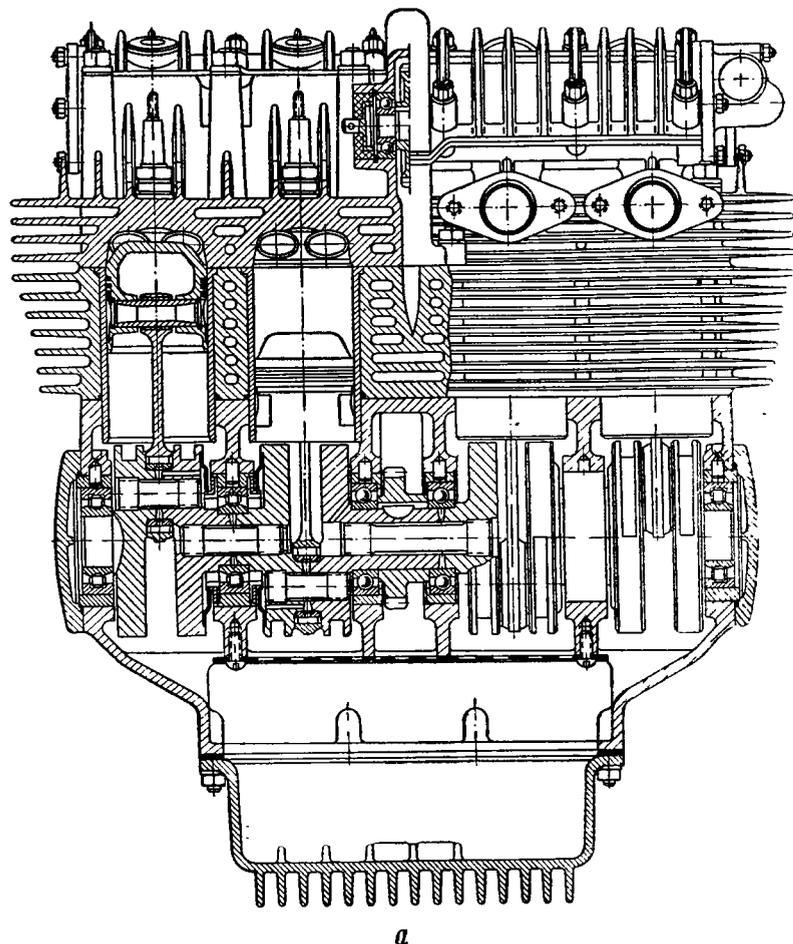
Двигатель, передняя передача, сцепление и коробка передач мотоцикла размещены в общем картере, имеющем разъем в горизонтальной плоскости (рис. 12) по оси коленчатого вала.

Цилиндры двигателя выполнены в одном блоке, наклонены под углом 30° от вертикали и имеют запрессованные чугунные гильзы.

Коленчатый вал двигателя — сборный, на торцевых шлицах (аналогично С360), состоит из восьми частей и имеет шесть коленных опор.

Шатуны — стальные, полированные, имеют стержень овального сечения.

Подшипники большой головки шатуна — роликовые с дюралюминиевым сепаратором. В малой головке шатуна установлены бронзовые втулки.



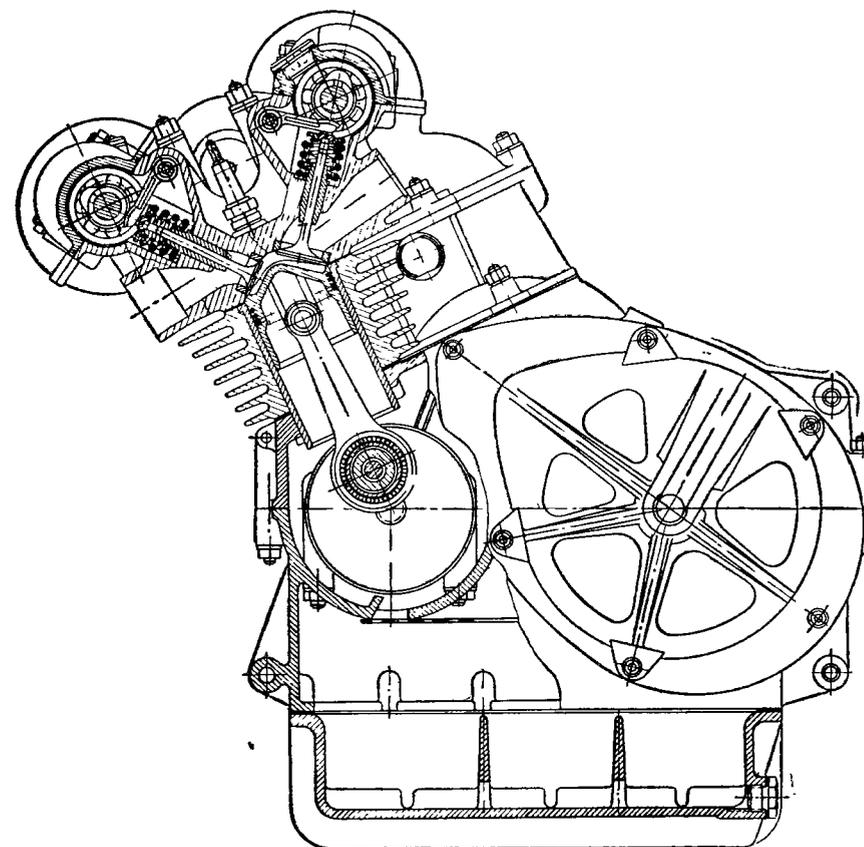
а

Рис. 12 а, б. Схема двигателя С364

Поршни двигателя — кованные из сплава АК-4, снабжены двумя компрессионными и одним маслосъемным кольцами.

Шестерня отбора мощности размещена посередине коленчатого вала (между 2 и 3 цилиндрами) и расположена между двумя коренными радиальными шарикоподшипниками, с помощью которых производится и фиксация коленчатого вала от осевых перемещений.

Ведущая шестерня коленчатого вала зацепляется с шестерней промежуточного вала, на котором жестко закреплена ведущая шестерня механизма газораспределения. На левом конце (по ходу мотоцикла) промежуточного вала находится шестерня, входящая в зацепление с шестерней сцепления.



б

мотоцикла «Восток» (2 проекции)

Головка двигателя — общая для всех четырех цилиндров и отлита совместно с картером распределительного механизма.

Механизм газораспределения имеет два верхних распределительных вала, привод которых осуществлен цилиндрическими шестернями от промежуточного вала через паразитную шестерню вначале на задний (впускной) вал, а от него через другую паразитную шестерню на передний (выпускной) распределительный вал. Отсеки картера распределительных валов на головке цилиндров имеют разъемы по осям валов и закрываются крышками. Каждый цилиндр снабжен тремя клапанами: впускным из титанового сплава и двумя выпускными из жаростойкого сплава. При этом вес клапанов примерно одинаков, ввиду чего пружины их, тарелки

и сухари взаимозаменяемы для всех клапанов. Подъем клапанов осуществляется кулачками через рокеры, которые также взаимозаменяемы для всех клапанов. Для проверки зазоров в клапанах на крышках распределительного механизма имеются резьбовые пробки с внутренним шестигранником. Кулачки впуска и выпуска имеют разные профили и подъемы.

Каждый цилиндр двигателя снабжен одной свечой с резьбой $M10 \times 1$ и длиной 18 мм и имеет отдельный карбюратор.

Зажигание — от магнето конструкции ЦКЭБ. Привод магнето взят от правого конца промежуточного вала.

Маслоподдон крепится снизу картера и с наружной стороны для улучшения теплоотвода от масла имеет оребрение. Циркулирует масло в двигателе с помощью двухступенчатого шестеренчатого маслонасоса, приводимого во вращение через винтовую шестеренчатую пару от промежуточного вала. Обе ступени маслонасоса нагнетающие; одна подает масло к шатунным подшипникам коленчатого вала, а другая — к распределительному механизму.

Схема поступления масла к обоим узлам двигателя С364 аналогична двигателю С360 (см. рис. 20). Из полостей механизма распределения, расположенных в головке цилиндров, и кривошипной камеры масло стекает самотеком в маслоподдон, сверху которого расположен пеногаситель. Забор масла из поддона производится обеими ступенями насоса через сетчатый фильтр.

Четырехтактные гоночные двигатели, закрытие клапанов которых осуществляется принудительно (десмодромик)

В 1958 г. появились конструкции гоночных двигателей, клапаны у которых закрывались не пружинами, а принудительно кулачком через коромысла (рис. 13).

Принцип работы такого клапанного механизма показан на рис. 14. Фирма Дукати (Италия) построила несколько моделей двигателей десмодромик для гоночных мотоциклов класса 125 см³.

Основной целью создания десмодромного распределительного механизма являлось обеспечение возможности дальнейшей форсировки двигателей по числу оборотов, а также увеличение времени сечения клапанов. Последнее достигается применением профилей кулачков с более быстрым подъемом и опусканием клапана, а поэтому и более высокими ускорениями. Но так как между клапаном и кулачком существует жесткая механическая связь при движении клапана в обе стороны, то нет опасности его отставания. В то время как при клапанных пружинах, если сила инерции кла-

пана (направленная в сторону от кулачка) превысит усилие пружин, то произойдет отставание клапана от кулачка.

Основными трудностями при создании конструкции десмодромика являются:

1. Обеспечение герметичности клапана во время его прилегания к седлу. Для этого необходимо усилие, прижимающее клапан к

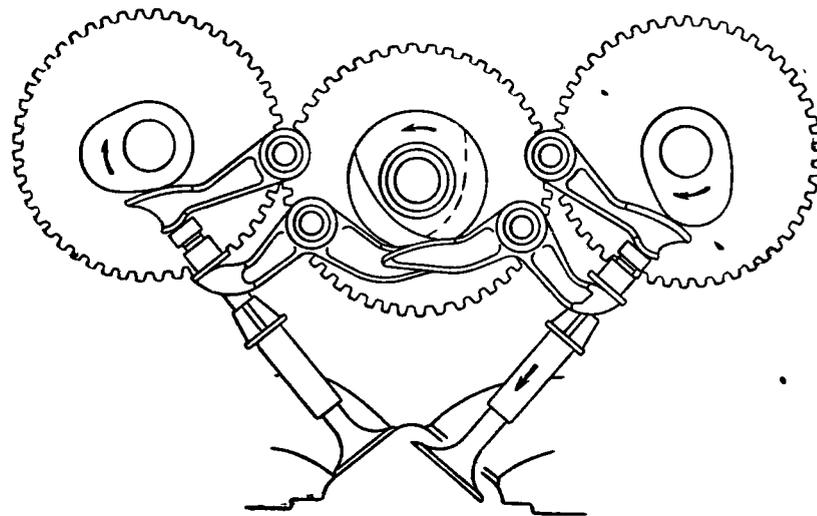


Рис. 13. Схема распределительного механизма двигателя Дукати (десмодромик).

седлу, которое достигается в десмодромиках следующими способами: упругой деформацией нижнего коромысла; специальной пружиной с очень малым ходом — 0,3—0,5 мм и за счет давления сжатия при резком движении поршня к в. м. т. (двигатели Дукати). В последнем случае ухудшается пуск двигателя, так как при недостаточно быстром вращении коленчатого вала двигатель не имеет компрессии.

Вес деталей клапанного механизма десмодромик во всяком случае не меньше, чем у обычного гоночного двигателя, поэтому коромысла имеют очень высокие напряжения.

2. Точность изготовления взаимно обратных профилей кулачков, один из которых открывает, а другой закрывает клапан, должна быть выше, чем у обычных гоночных двигателей (особенно при упругой деформации нижнего коромысла, обеспечивающей герметичность клапана).

В настоящее время двигатели Дукати (десмодромик) по скорости, мощности и надежности не лучше гоночных четырех-

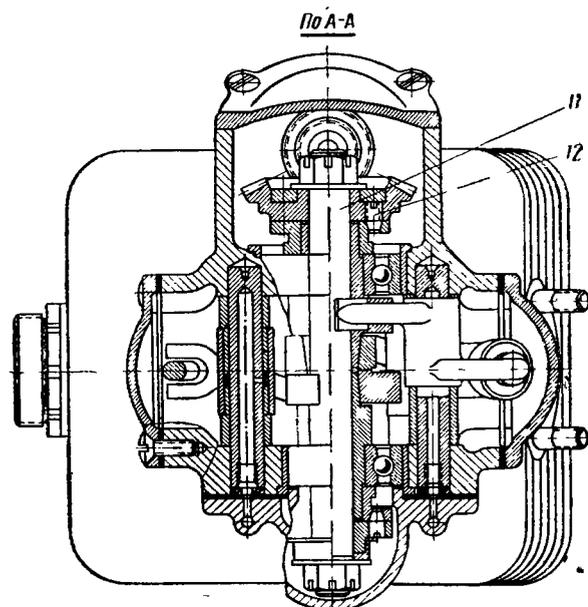
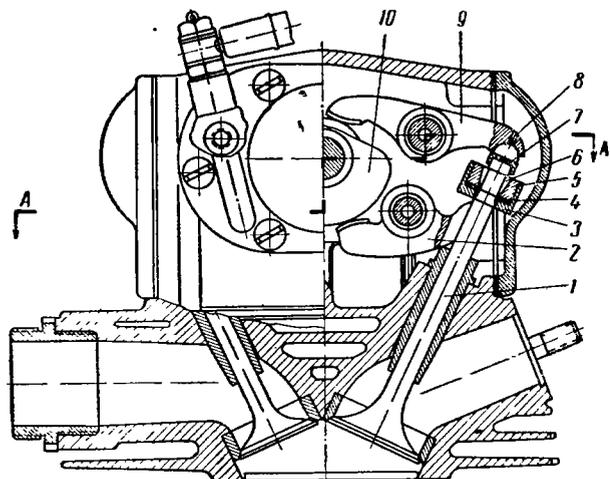


Рис. 14. Схема распределительного механизма десмодромик с компенсационной пружиной: 1—клапан впускной; 2—коромысло, закрывающее клапан; 3—стакан пружины; 4—пружина компенсационная; 5—кольцо сухарей; 6—сухарь клапана; 7—колпачок клапана; 8—сферический подпятник; 9—коромысло, открывающее клапан; 10—кулачок закрывающий; 11—вал распределительный; 12—винт делительного механизма.

тактных двигателей, имеющих клапанные пружины. Более того, они уступают максимальной быстроходности даже двухцилиндровым двигателям Хонда (соответственно 17000 и 18000 об/мин). При равных рабочих объемах (125 см³) двухцилиндровые двигатели Хонда и Дукати имеют мощность 26 л. с. при 15000 об/мин и 22,5 л. с. при 14000 об/мин.

Ввиду вышеизложенного двигателя с десмодромным распределительным механизмом не получили широкого распространения в мотоциклетном спорте.

КОНСТРУКЦИЯ ДВУХТАКТНЫХ ГОНОЧНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Двухтактные двигатели с золотником на впуске

Среди двухтактных двигателей в настоящее время наибольшую литровую мощность (300 л. с./л) имеют гоночные двигатели, снабженные золотником на впуске. Основной целью применения золотника на впуске является удлинение продолжительности впуска и получение несимметричных фаз, что улучшает наполнение кривошипной камеры свежей смесью.

Наиболее простым и надежным является плоский дисковый золотник, предложенный инженером Циммерманом (ГДР). Он обеспечивает подбор оптимальных фаз впуска как по началу, так и по продолжительности (путем спливания или замены диска), уменьшает гидравлические потери впускного тракта за счет сокращения его длины, количества поворотов и увеличения радиусов поворотов потока смеси. В настоящее время дисковый золотник получил широкое распространение на двухтактных двигателях для гоночных мотоциклов и лодок.

Примером конструкции золотникового двухтактного двигателя может служить гоночный двигатель С2-125, разработанный в ЦКЭБ, (рис. 15). Основные параметры двигателя приведены в таблице 10.

Двигатель — одноцилиндровый с водяной принудительной системой охлаждения.

Продувка — трехканальная возвратно-петлевая. Основное назначение третьего канала — улучшить смазку подшипника малой головки шатуна и охлаждать днище поршня, а также увеличить время-сечение продувочных окон, что, в свою очередь, благоприятно сказывается на наполнении цилиндра. Два основных продувочных канала выполнены примерно аналогично дорожным двух-

тором, малый — насыпной. Балансировка коленчатого вала выполнена сверлениями в щеках, заглушенными алюминиевыми заглушками. Поршень отлит в кокиль из высококремниевое алюминиевого сплава и снабжен одним хромированным стальным кольцом. Цилиндр сборный, в алюминиевую рубашку запрессована чугунная гильза. Головка цилиндра (см. рис. 4) отлита из алюминиевого сплава за одно целое с водяной рубашкой, камера сгорания выполнена двумя сферами.

На двигателе применен дисковый золотник, управляющий впуском смеси в кривошипную камеру и приводимый во вращение от коленчатого вала. Золотник представляет собой тонкий диск (рис. 17), изготовленный из пружинной стали толщиной 0,4 мм. С одной стороны диск срезан, для того чтобы открывать впускное окно. Диск в центре имеет отверстие, которым он садится на втулку и крепится с помощью гайки. Втулка посажена на шпонке на коренном пальце коленчатого вала. Подвижная посадка шпоночного соединения позволяет золотнику перемещаться вдоль вала под влиянием колебаний давления в кривошипной камере. Но это перемещение ограничено зазором 0,5 мм, между наружным торцом картера и внутренней поверхностью корпуса золотника, с наружной стороны которого привернут карбюратор. Водяная помпа — с резиновым вытеснительным кольцом, надетым на эксцентриковом валу. Привод помпы шестеренчатый, передаточное число — 2. Емкость системы охлаждения — 2,5 л. Производительность водяной помпы — 280 л/ч при 10000 об/мин коленчатого вала двигателя. Зажигание батарейное. Привод прерывателя осуществлен от одного вала с водяной помпой, следовательно, и передаточное число также равно 2.

Двухтактные высокофорсированные двигатели с кривошипно-камерной продувкой

Практика мирового мотоцикlostроения показывает, что высокой литровой мощности можно добиться на двухтактных двигателях без применения золотника на впуске. Одним из примеров конструкции беззолотникового гоночного двухтактного двигателя, имеющего литровую мощность 200 л. с./л, является двигатель ЕМС (Англия). Основные параметры двигателя даны в таблице 11.

Гоночный двигатель ЕМС в основном отличается от обычного двухтактного двигателя тем, что имеет форсирующие камеры. На рис. 18 показаны схема двигателя и принцип работы форсирующих камер, а внизу горизонтальный разрез цилиндра.

Предварительно сжатая свежая смесь отводится во время рабочего хода поршня в форсирующие камеры, а в конце продувки она поступает в цилиндр, дополняя смесь, поступающую из проду-

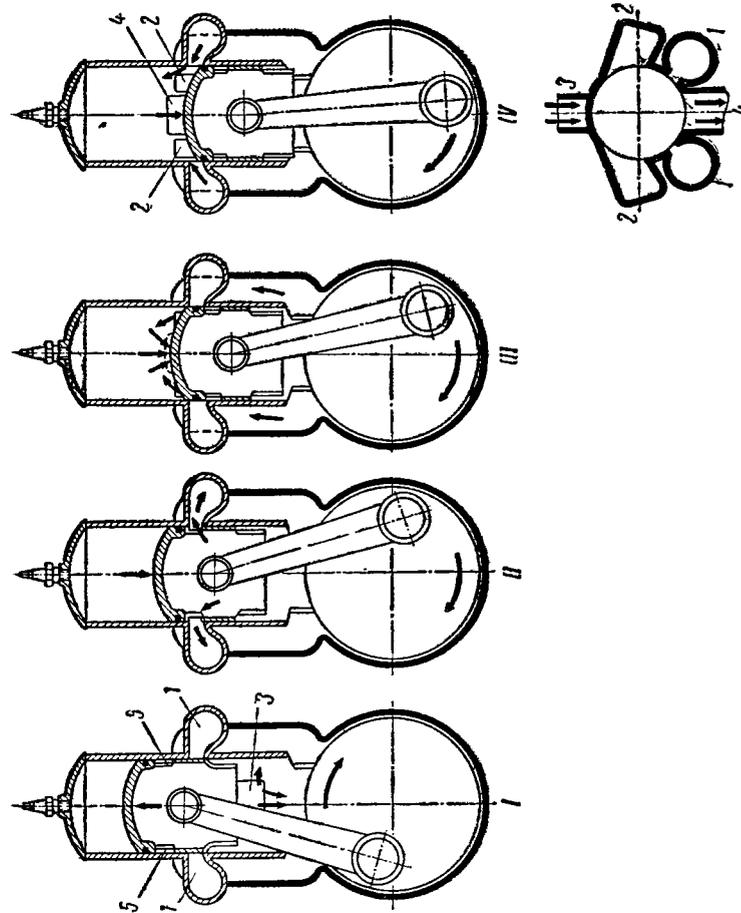


Рис. 18. Схема работы двигателя ЕМС: 1—форсирующие камеры; 2—продувочные окна; 3—впускное окно; 4—впускное окно; 5—окно поршня.

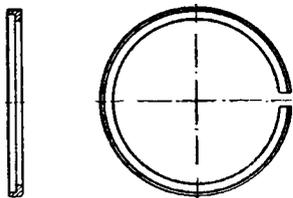


Рис. 19. L-образное поршневое кольцо двигателя Бультако.

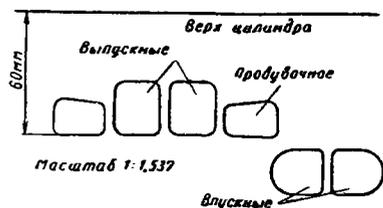


Рис. 20. Развертка цилиндра двигателя Бультако.

вочных каналов. Так как скорость потока смеси в конце продувки падает, то дополнительная порция смеси, поступающая из форсирующих камер, увеличивает скорость смеси и ее перемешивание и тем самым повышает наполнение цилиндра и эффективность сгорания. В результате этого повышается мощность двигателя.

В двигателе ЕМС имеются две форсирующие камеры, выполненные в отливке цилиндра и открываемые двумя окнами поршня. В положении I поршень движется вверх, открывает впускное окно, через которое свежая смесь наполняет кривошипную камеру картера. В это же время происходит сжатие смеси в цилиндре над поршнем.

В положении II (рабочий ход) поршень идет вниз, закрывает впускное окно и сжимает смесь в картере, а окна поршня открывают входные отверстия и предварительно сжатая смесь из картера поступает в форсирующие камеры.

В положении III поршень, продолжая двигаться вниз, закрывает входные отверстия форсирующих камер, открывает выпускное окно, а затем и продувочные окна.

В положении IV поршень, продолжая двигаться вниз, открывает входные отверстия форсирующих камер, и задержанная там свежая смесь поступает в цилиндр, увеличивая его наполнение.

Двигатель Бультако. При обычном для двухтактного двигателя газораспределении, управляемым поршнем; фирме Бультако удалось получить литровую мощность 210 л. с./л. Основными факторами получения такой мощности являются в первую очередь подбор оптимальной выпускной системы, фаз газораспределения и формы окон, а также применение двух поршневых колец L-образной формы (рис. 19). Кольцо L-образной формы обеспечивает лучший теплоотвод от днища поршня, улучшает компрессию и снижает износ цилиндра.

На двигателе Бультако, как обычно, применена двухканальная возвратно-петлевая продувка, отличающаяся формой продувочных и впускных окон (рис. 20). Верхняя кромка продувочных окон здесь наклонная, а не прямая. Поэтому поршень постепенно открывает

продувочные окна, что способствует улучшению наполнения за счет увеличения инерции потока смеси из канала в цилиндр в начале продувки и уменьшения пульсации смеси в канале.

Чтобы уменьшить гидравлические потери на впуске, впускной канал наклонен вниз под углом 26° относительно горизонтали. Для максимально возможного увеличения проходного сечения впускного окна по условиям прочности кольца применено окно с закругленными наружными краями и перемычкой посередине, т. е. два окна. Фазы газораспределения двигателя Бультако приведены в таблице 8.

Таблица 8

Параметры двухтактных гоночных двигателей класса 125 см³

Параметры	Марка (фирма) гоночного мотоцикла				
	С2-125	MZ (1965 г.)	Судзуки (1966 г.)	ЕМС	Бультако (1965 г.)
Число цилиндров	1	1	2	1	1
Максимальная мощность, л. с.	24	28	32	25	26
Число оборотов при об/мин .	9900	12000	13000	11000	11000
Диаметр цилиндра—D мм . .	51,2	54	43	54	51,5
Ход поршня —S мм	60	54	42,5	54	60
$\frac{S}{D}$	1,17	1,0	0,99	1,0	1,16
Тип продувки	Трехканальная возвратно-петлевая с дисковым золотником на впуске			С форсирующими камерами	Двухканальная возвратно-петлевая
Степень сжатия (геометрическая)	14	15—16	15—16	18	13,5
Система охлаждения	Водяная принудит.	Водяная термосифон.	Воздушная	Водяная термосифон.	Воздушная
Средняя скорость поршня, м/сек	19,8	21,6	18,5	19,8	22,0
Среднее эффективное давление, кг/см²	8,9	8,50	7,75	8,25	8,50

В подшипник большой головки шатуна масло поступает из небольшого маслосборника. Для этого нужно открыть краник, по которому масло через капельник капает в насадок карбюратора и засасывается в кривошипную камеру. Таким образом, содержание масла в смеси увеличивается, но не гарантируется его попадание в шатунный подшипник.

Механизм газораспределения

Четырехтактные двигатели. На современных спортивных и гоночных двигателях расположение клапанов исключительно верхнее. Как указывалось в главе III, быстроходность высокооборотных двигателей в большинстве случаев ограничивается увеличением сил инерции возвратно-поступательно движущихся деталей механизма газораспределения. Если эти силы превышают усилия клапанных пружин, то происходит отставание клапана от кулачка. Сила инерции P_j , действующая на комплект клапанных пружин, определяется по формуле:

$$P_j = \frac{G_{\text{сум}}}{10^6 \text{ г}} \left(\frac{\pi n}{60} \right)^2 (r_0 + h_{\text{макс}} - r_2) \text{ кг},$$

где

- $G_{\text{сум}}$ — суммарный вес деталей механизма газораспределения, приведенный к клапану, г;
- g — $9,81 \text{ м/сек}^2$ — ускорение силы тяжести;
- n — число оборотов коленчатого вала двигателя, об/мин;
- r_0 — радиус затылка кулачка, мм;
- $h_{\text{макс}}$ — наибольший подъем клапана (по кулачку), мм;
- r_2 — радиус вершины кулачка, мм.

Из формулы следует, что сила инерции пропорциональна квадрату числа оборотов коленчатого вала двигателя, весу деталей клапанного механизма и подъему клапана. Радиусы r_0 и r_2 зависят от профиля кулачка. Но подъем клапана и профиль кулачка определяются необходимым время-сечением клапана, а поэтому снижения силы инерции можно достичь только уменьшением веса возвратно-поступательно движущихся деталей механизма газораспределения. Ввиду неточностей изготовления профиля кулачка сила пружин берется равной $1,25 P_j$. Вес возвратно-поступательно движущихся деталей механизма газораспределения зависит от конструкции этого механизма.

На штанговых двигателях (рис. 21) к суммарному весу деталей, приведенных к клапану, относятся: вес толкателя, штанги, приведенный вес коромысла, тарелки пружин, сухарей, клапана и часть веса пружин (при условии равенства плеч коромысла).

Для двигателей с одним верхним распределительным валом (рис. 22) этот вес сокращается, так как отсутствуют штанга и толкатель.

У двигателей с двумя верхними распределительными валами сокращение веса происходит только за счет замены двухплечевого коромысла одноплечим рычагом-рокером или толкателем, если вес

последнего меньше приведенного веса коромысла. Вес пружин, приведенный к клапану, зависит от конструкции пружин: для цилиндрической пружины он равен одной трети ее веса, для шпилечной — 10—12% ее веса. Вес основных деталей клапанного механизма приведен в таблице 11. При равной силе ($\approx 100 \text{ кг}$) комплект шпилечных пружин имеет вес, отнесенный к клапану в 1,2—1,5 раза меньший, чем у цилиндрических пружин. Поэтому в одноцилиндровых двигателях, имеющих по два клапана на цилиндр, в основном применяются шпилечные пружины (С157А, МВ-125, Дукати, С159, Нортон и другие). На многоцилиндровых двигателях они используются относительно редко, так как усложняют компоновку, ухудшают охлаждение головки.

Для увеличения усталостной прочности шпилечной пружины желательно иметь меньший угол закрутки, что достигается удлинением пружины. Длинные шпилечные пружины с целью уменьшения веса двигателя выполняются открытыми (рис. 23). Но в этом случае повышается износ клапанного механизма. Закрытые шпилечные пружины (рис. 24) имеют сокращенные по длине габариты, а поэтому меньшую усталостную прочность. Однако применение пружинной проволоки 50ХФА и дробеструйной обработки пружины вполне обеспечивает ее долговечность, необходимую для спортивного или гоночного двигателя. Верхний держатель шпилечных пружин необходимо изготавливать из термически обработанной стали, тогда как для цилиндрических пружин с успехом используется тарелка из дюралюминия В95Т. Вес такой тарелки немного меньше, чем стального держателя. Последнее уменьшает экономию в весе, полученную от применения шпилечных пружин, и подтверждает целесообразность использования на многоцилиндровых двигателях цилиндрических пружин.

Для обеспечения необходимого усилия и во избежание резонанса колебаний каждый клапан снабжен двумя цилиндрическими пружинами. Чтобы витки одной пружины не попали в витки другой, наружная и внутренняя пружины имеют левую и правую навивки.

На гоночных двигателях, как правило, применяется механизм газораспределения с двумя распределительными валами. Их привод осуществляется от коленчатого вала посредством шестеренчатой передачи. При этом он должен обеспечить высокую синхронность вращения обоих распределительных валов относительно коленчатого вала при работе двигателя. Необходимые зазоры в зацеплении шестерен снижают синхронность, поэтому она увеличивается с уменьшением количества пар шестерен в конструкции механизма газораспределения.

В процессе эксплуатации двигателя происходит износ зубьев и увеличение зазоров в зацеплении, что приводит к искажению фаз газораспределения и снижает мощность двигателя. Поэтому желательно иметь зубчатую передачу, допускающую регулировку зазо-

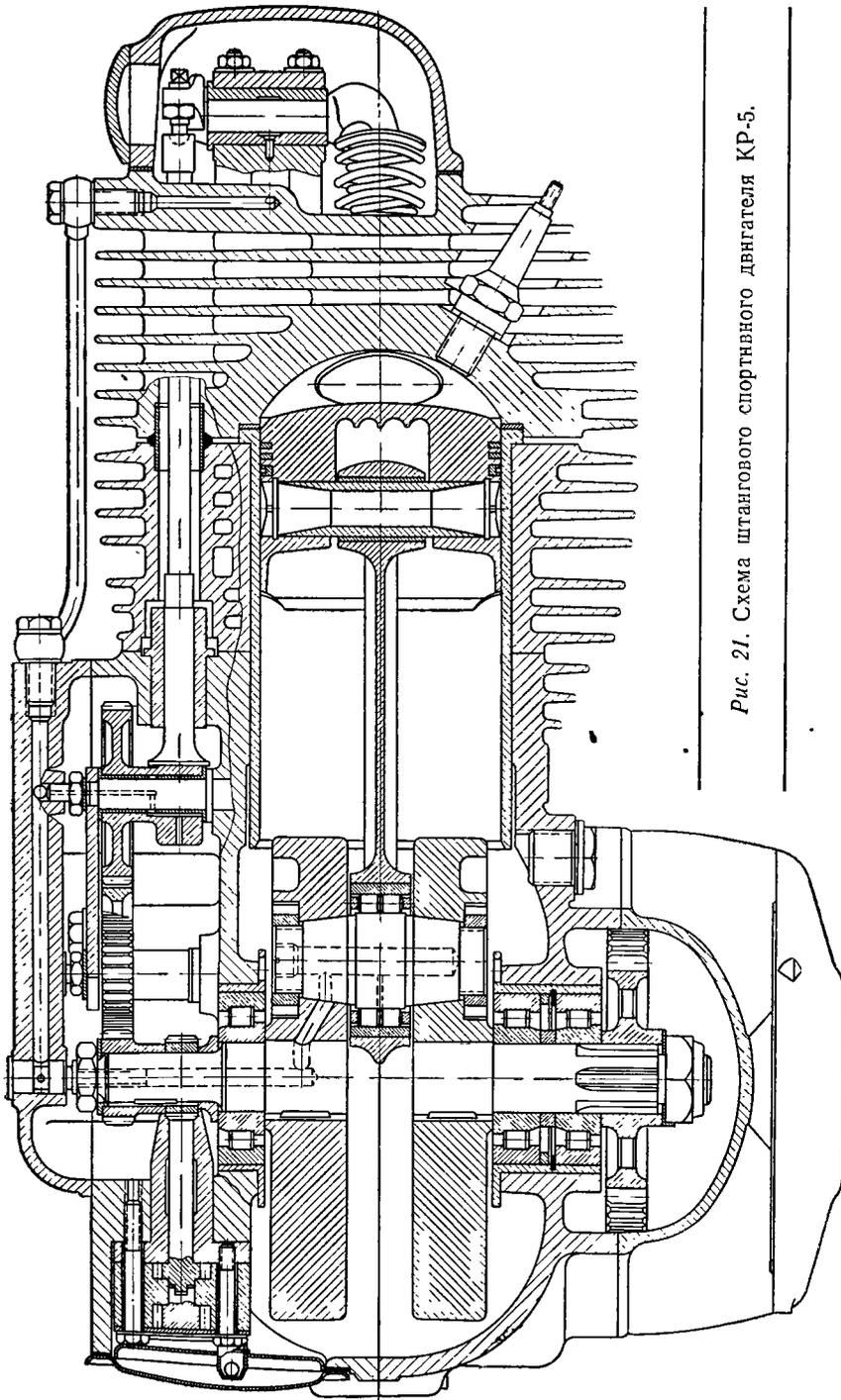


Рис. 21. Схема штангового спортивного двигателя КР-5.

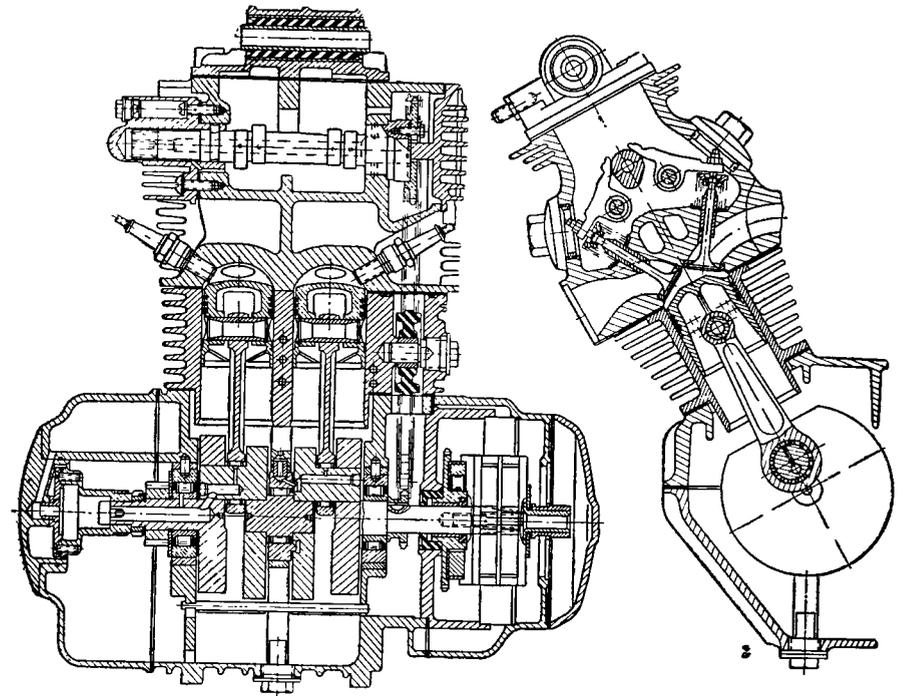


Рис. 22. Схема спортивно-дорожного двигателя Honda CB-92 с одним верхним распределительным валом.

ра в зацеплении по мере износа зубьев, что наиболее легко достигается за счет применения конических шестерен. По этой причине гоночные двигатели С354, С358 и С159 имеют привод распределительного механизма, выполненный целиком коническими шестернями.

Опыт эксплуатации гоночных двигателей показывает, что чем ближе зацепление расположено к распределительному валу, тем больше изнашиваются зубья шестерни. В конструкциях гоночных двигателей привод от коленчатого вала до распределительных валов (или вала) осуществляется набором конических шестерен (рис. 25), цилиндрических шестерен МВ-125, 350 и 500, Honda 125, 250 и 350 (рис. 26) или комбинацией цилиндрических и конических шестерен (см. рис. 18).

Возможность изменения степени сжатия набором прокладок под цилиндр и ликвидации влияния изменения линейных размеров

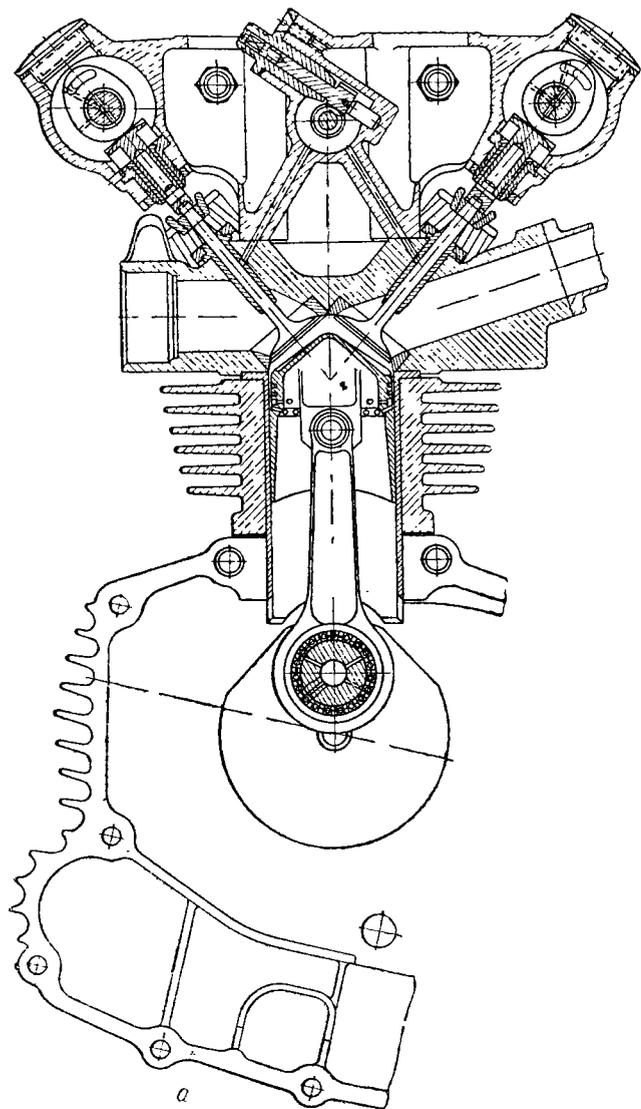
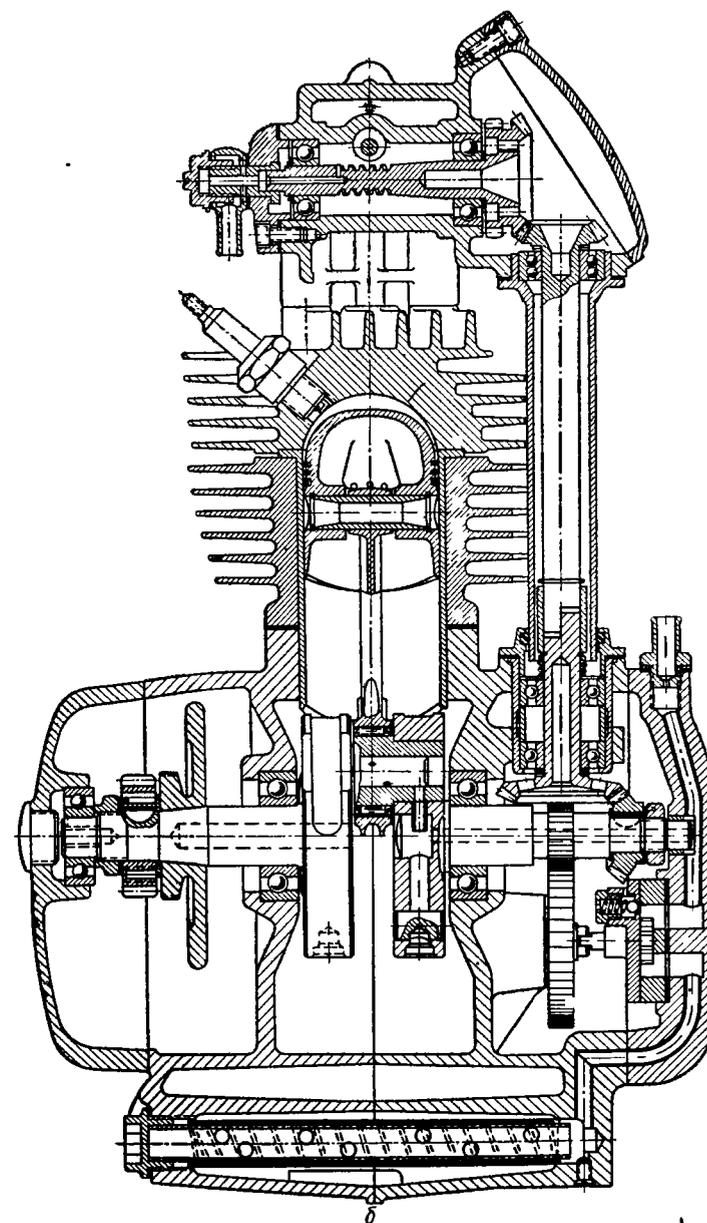


Рис. 23 а, б. Схема гоночного двигателя



Дукати-125 (2 проекции).

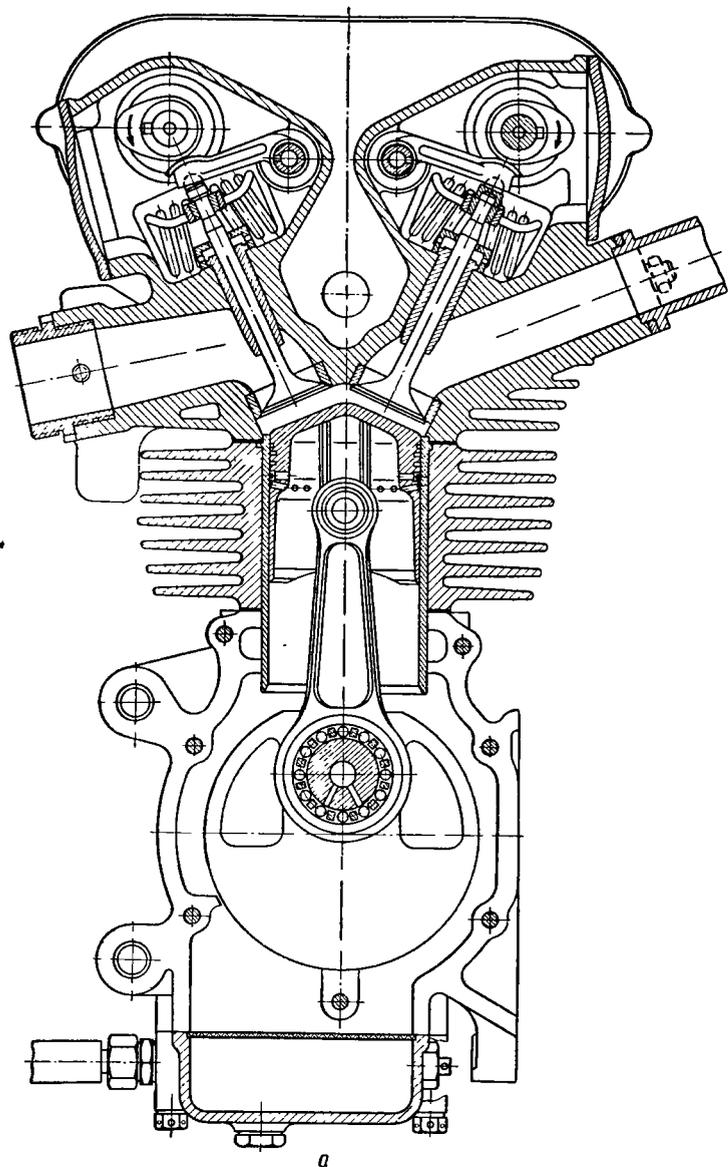
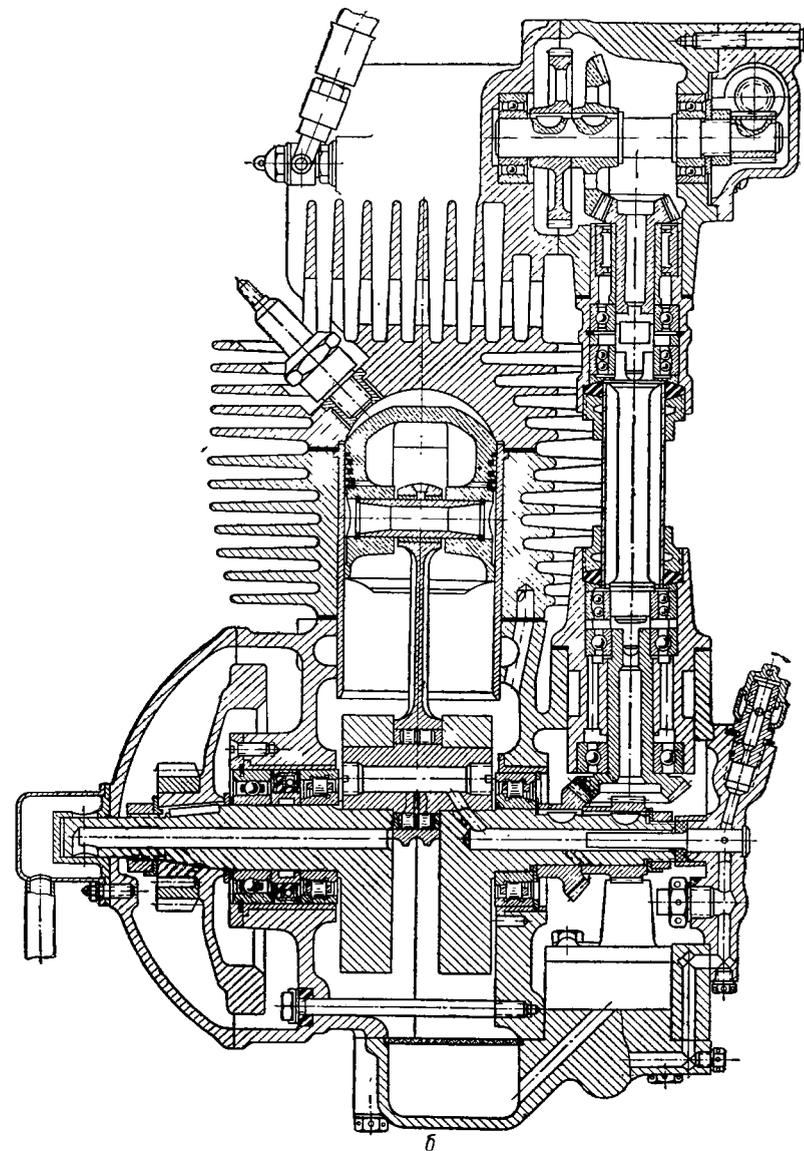


Рис. 24. а, б. Схема гоночного

при нагреве во время работы двигателя обеспечивает схема передачи вращения от коленчатого вала до распределительного механизма на головке цилиндра посредством вертикального вала и конических шестерен (см. рис. 24). В этом случае благодаря шли-



двигателя С157А (2 проекции).

цевому соединению (см. рис. 9 и 25) или пазовому соединению (см. рис. 24) вертикальный вал свободно перемещается вдоль шлицев или паза нижней конической шестерни. Для уменьшения люфтов в ряде случаев вертикальный вал выполняется за одно целое с

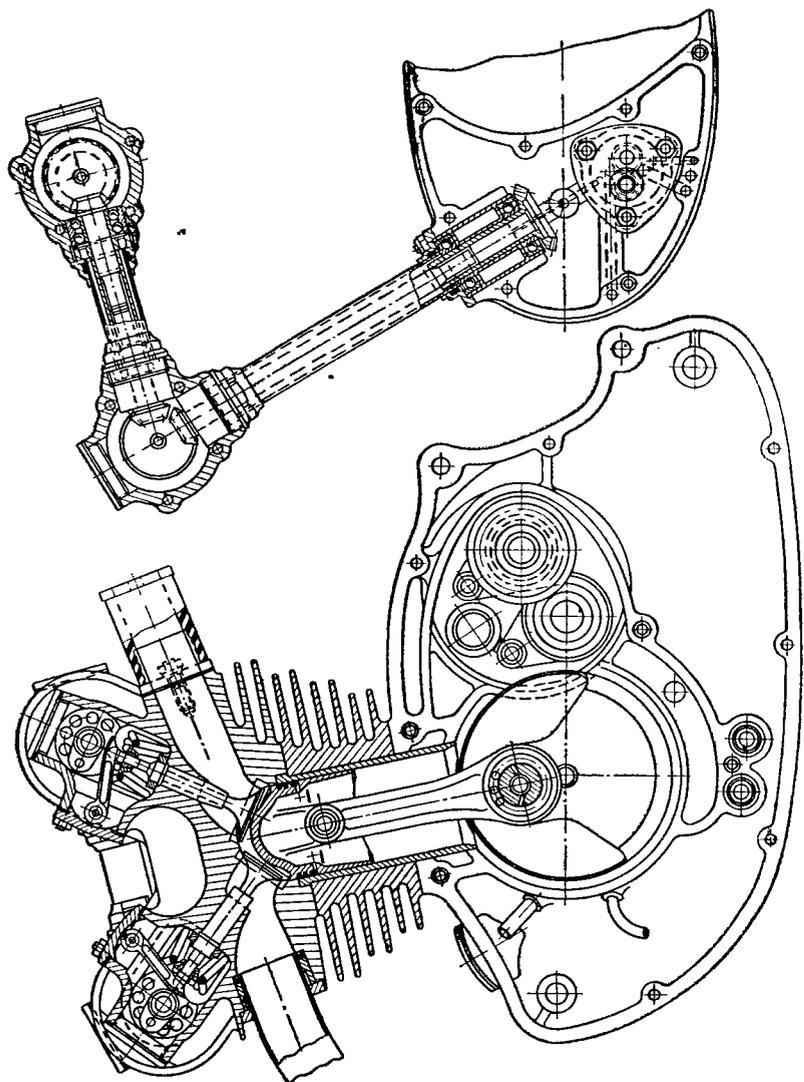


Рис. 25. Схема гоночного двигателя С159

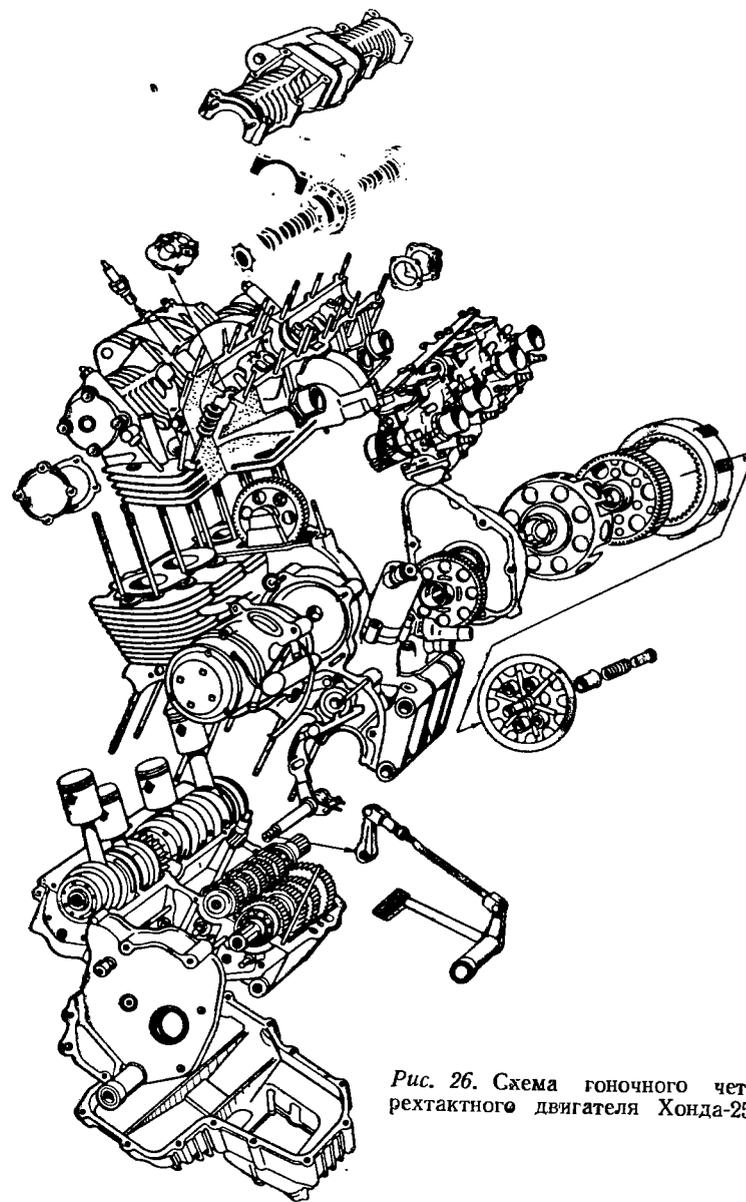


Рис. 26. Схема гоночного четырехтактного двигателя Хонда-250.

верхней конической шестерней, однако чтобы облегчить изготовление, он выполняется и отдельно. Практика доводки и эксплуатации показывает, что наибольшей надежностью и минимальными люфтами обладает эвольвентное шлицевое соединение (С259 и С360). Распределительные валы и передача между ними распола-

гаются в картере, выполненном совместно с головкой (C157A, C159, MB-350, 500, Хонда 250 и 350) или отдельно (C257, C354, C259, C360 и другие).

Во избежание боковых нагрузок на стержень клапана кулачок воздействует на клапан не непосредственно, а через промежуточную деталь, воспринимающую эти нагрузки. Наименьшим весом обладает эта деталь, выполненная в виде одноплечего рычага — рокера (рис. 25), так как только 40—50% его веса относятся к клапану. Рокер может быть применен как при шпилечных, так и при цилиндрических клапанных пружинах. Кроме того, потери на трение при его использовании меньше, чем при других типах этой промежуточной детали. Но рокер только частично разгружает клапан от боковых усилий, для их снижения он давит на торец клапана через сферический подпятник — шарик, срезанный со стороны клапана. Кроме рокера, применяется толкатель (см. рис. 23) или стаканобразный толкатель, охватывающий снаружи цилиндрические пружины (рис. 27), применяемый на четырехцилиндровых двигателях MB, Хонда и Жилера. Вес толкателя целиком относится к весу возвратно-поступательно движущихся частей клапанного механизма. Наибольший вес имеет стаканобразный толкатель, но он обеспечивает наименьшие по высоте габариты двигателя. Оба типа толкателей полностью разгружают клапан от боковых усилий, но увеличивают потери на трение по сравнению с рокером.

Кулачки газораспределения гоночных двигателей для снижения затрат времени и средств при подборе оптимального профиля, для обеспечения возможности установки подшипников качения и ремонтноспособности выполняются в большинстве случаев отдельно от распределительного вала. Они крепятся на валу при помощи шпонки (см. рис. 24), конусного соединения (см. рис. 23) или к муфте, соединяемой с валом конусным соединением и цилиндрическим штифтом (C259, C360). При этом во всех трех случаях кулачки имеют торцовую затяжку при помощи гайки. Требуемые фазы газораспределения устанавливаются с помощью делительного механизма или конусного соединения.

На многоцилиндровых гоночных двигателях, где профиль кулачка в большинстве случаев подбирается на одноцилиндровом базовом двигателе, кулачки выполняются за одно целое с распределительными валами (четырёхцилиндровые двигатели MB и Хонда). Для снижения инерционных сил и скорости скольжения кулачка по рокеру кулачки, выполненные за одно целое с распределительными валами, применяются и на одноцилиндровых двигателях C159 (см. рис. 25).

Во избежание прогиба распределительный вал должен иметь опоры, расположенные близко от кулачков и ведущей шестерни.

Спортивные двигатели, как более низкооборотные, выполняются в основном со штанговым приводом и реже с одним верхним распределительным валом. Конструкция штангового привода хоро-

шо известна, поэтому нет смысла подробно ее рассматривать. Необходимо только отметить, что быстроходность штанговых двигателей редко превышает 7500 об/мин из-за высокого веса возвратно-поступательно движущихся частей. В основном превышение допустимого числа оборотов таких двигателей приводит к изгибу штанги, что часто сопровождается и изгибом стержня клапана. Однако на верхнем пределе рабочего диапазона оборотов двигателя штанга прогибается в пределах упругих деформаций, что приводит к искажению фаз газораспределения, уменьшает время-сечение

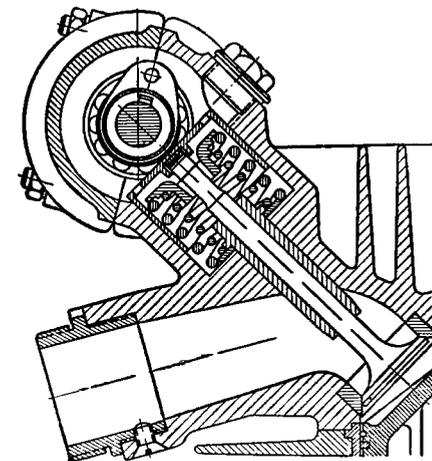


Рис. 27. Стаканообразный толкатель, охватывающий пружины.

клапана и снижает природу мощности двигателя. Чем короче штанга, тем выше ее устойчивость при продольном изгибе, которая пропорциональна квадрату длины штанги. Поэтому на высокооборотных спортивных двигателях необходимо конструктивно обеспечить наименьшую длину штанги, что достигается за счет смещения в сторону коромысел распределительных валов.

Значительное снижение веса возвратно-поступательно движущихся частей механизма газораспределения достигается при применении одного верхнего распределительного вала. Быстроходность таких двигателей достигает 10500 об/мин при рабочем объеме одного цилиндра не более 125 см³ (MB-125 и Хонда CB-92). При одном верхнем распределительном валу наиболее простым является цепной привод (см. рис. 22). Однако вытягивание цепи в процессе работы искажает фазы газораспределения, поэтому цепной привод применяется относительно редко, так как требует очень высокого качества цепи и обязательно устройства, препятствующего вибрации ее свободной ветви.

Наиболее тяжелым из поступательно движущихся деталей механизма газораспределения является сам клапан, особенно при конструкции с двумя верхними распределительными валами, где он составляет 45—55% общего веса возвратно-движущихся частей. При изготовлении из одного материала вес впускного клапана выше, чем выпускного, так как диаметр его головки больше в 1,1—1,2 раза (см. главу II). В ряде случаев на гоночных двигателях и подъем впускного клапана больше, чем выпускного. Поэтому очень важно снижать вес клапанов и особенно впускного; ВНИИМОТОПРОМ изготавливает его из титановых сплавов.

Вес деталей механизма газораспределения четырехтактных двигателей (г)

Наименование параметра или детали	Гоночные				Спортивные			
	С157А	С159	С259	С360	КР-5	ЭСО-500	Хонда СВ-92	МВ Августа
Тип механизма газораспределения	С двумя верхними распределительными валами				Штанговый		С одним верхним распределительным валом	
Рабочий объем одного цилиндра, см ³	124	124	124	174	498	499	62	124
Предельное число оборотов коленчатого вала, об/мин	12500	13500	12000	11000	7000	8000	11500	10500
Сила клапанных пружин при открытом клапане, кг	100	65	93	93	86	110	23	62
Впускной клапан	30	29	33	39	97,5	106	19,1	54
Выпускной клапан	47	37	53	55	82,5	98	18,1	51
Тарелка пружин или верхний держатель	14	10	9,5	9,5	9,5	11,5	2,8	9
Сухари	2,8	1,8	2,8	2,8	5	3	0,8	2
Приведенный к клапану вес рокера или толкателя	16,3	10	16,5	16,5	33	37	Нет	Нет
Шарик рокера	2,4	1,9	1,9	1,9	Отсутствует			
Колпачок клапана	1,3	1,3	1,3	1,3	2	Отсутствует		
Штанга	Отсутствует				40	35	Отсутствует	
Тип клапанных пружин	Шпильчатые		Двойные		Цилиндрич.		Шпильчатые	
Вес комплекта пружин	171	105	66	66	64,5	—	20,6	92,5
Приведенный вес пружин	19,5	10	22	22	21,5	—	7	9,6
Приведенный вес коромысла	Отсутствует коромысло				42,5	—	20	32,2
Общий вес, приведенный к впускному клапану	86,3	64	87	93	251	—	49,7	108
Общий вес, приведенный к выпускному клапану	102,3	72	107	109	236	—	48,7	105
<i>G</i> пр. впускного клапана, г/см ²								
<i>F</i> головки клапана	10,7	7	9,6	8,7	14,5	—	12	12,7
<i>G</i> пр. выпускного клапана, г/см ²								
<i>F</i> головки клапана	16,7	11,7	15,2	12,8	17	—	14	14,8

В этом случае вес впускного клапана меньше на 30—40%, чем стального клапана. Однако пока жаропрочность титановых сплавов не позволяет применять их для выпускных клапанов.

При изготовлении клапанов гоночных и спортивных двигателей большое значение имеет плавный переход от головки к стержню клапана; в месте перехода, особенно у выпускного клапана, уступы и риски не допускаются. Во избежание концентрации напряжений место перехода тщательно полируют. Тарелку пружин или держатель крепят на стержне клапана коническими сухарями (конусность 1:3). Выточка под сухари со стороны головки на стержне впускного клапана должна заканчиваться радиусом, приблизительно равным диаметру стержня. Применять конусный переход здесь не следует, так как он способствует проникновению масла во впускной клапан за счет создания масляного клина при движении клапана. С этой же целью верхний торец направляющей заканчивается у отверстия под стержень острой гранью и выполнен в виде конической поверхности с углом наклона 15—30° для стока масла от стержня клапана. Зазоры между стержнем обоих клапанов и их направляющими составляют 0,015—0,03 мм. В головку направляющие запрессовываются с натягом 0,03—0,05 мм. Седла клапанов запрессовываются в головку с натягом 0,16—0,20 мм.

Вес возвратно-поступательно движущихся деталей механизма газораспределения приведен в таблице 9.

Основные схемы газораспределения двухтактных двигателей были рассмотрены в начале главы на примерах конструкции двигателей С2-125, ЕМС и Бультако.

Кривошипно-шатунный механизм четырехтактных и двухтактных двигателей

Коленчатый вал. Чтобы снизить вес шатуна, уменьшить потери на трение и повысить надежность в гоночных и спортивных двигателях, в качестве подшипника большой головки шатуна применяются исключительно роликовый или игольчатый подшипники. Так как современные спортивные двигатели при максимальной мощности имеют свыше 6000 об/мин, а гоночные значительно выше, то подшипник большой головки шатуна выполняется как сепаратором. Использование сепараторного роликового подшипника и неразъемного шатуна обусловило сборную конструкцию коленчатого вала. Существуют в основном три вида сборных конструкций коленчатого вала:

1. Соединение деталей коленчатого вала на прессовых посадках с натягом 0,08—0,14 мм. Сборка и разборка таких коленчатых валов ведется при помощи гидравлического пресса. Коленчатые валы применяются на двигателях гоночных мотоциклов С157А,

C159, МЦ-125, С2-125, С51 и других, а также спортивных мотоциклов К-125С, К-250С и др.

2. Соединение деталей коленчатого вала на торцовых шлицах, стягиваемых болтами. В ряде случаев используют болты с дифференциальной резьбой. Собирают и разбирают такой коленчатый вал в слесарных тисках. После ремонта собранный коленчатый вал не требует рихтовки, в то время как для всех других конструкций она обязательна. Конструкция коленчатого вала с торцовыми шлицами обеспечивает высокую точность, биение коренных шеек для двухколенного вала составляет не более 0,01. Такие коленчатые валы имеют двухцилиндровые двигатели С259 и С360 (см. рис. 10).

3. Соединение деталей коленчатого вала на конусных соединениях, затягиваемых гайками. Сборка и разборка такого вала проводится в слесарных тисках. После сборки обязательна рихтовка. Такие коленчатые валы имеют двигатели кроссовых мотоциклов ЭСО-250, 350 и 500 и КР-5 (см. рис. 21).

Кроме трех основных видов соединений деталей коленчатого вала, применяется сочетание двух видов соединений, особенно часто для двухколенных валов. Примером коленчатого вала, в котором использованы соединения на прессовых посадках и торцовых шлицах, могут служить коленчатые валы гоночных двигателей С354Р и Кониг (рис. 28).

Для снижения гидравлических и вентиляционных потерь щеки коленчатых валов четырехтактных гоночных двигателей в большинстве случаев имеют круглую форму. Чтобы увеличить приемистость гоночного двигателя, момент инерции его щек — маховиков коленчатого вала берется значительно меньшим, чем спортивных и особенно дорожных двигателей. При относительно малых диаметрах щек необходимый противовес для балансировки коленчатых валов четырехтактных гоночных двигателей удается получить только за счет удаления металла на периферии щеки.

В двухтактных двигателях необходимо получить высокую степень сжатия в кривошипной камере. Поэтому щеки имеют также круглую форму, но балансировка выполняется в виде сквозных отверстий, заливаемых алюминиевым сплавом или пластмассой.

Щеки коленчатых валов гоночных двигателей, собираемых на прессовых посадках, для увеличения износостойкости в ряде случаев цементируются, в результате чего при диаметре сопряжения 25 мм за одну перепрессовку натяг уменьшается на 0,003—0,005 мм.

Шатуны. Высокие переменные нагрузки, действующие на шатун, особенно на гоночных четырехтактных двигателях, заставляют применять для его изготовления стали с высокими механическими качествами, ударной вязкостью и усталостной прочностью (см. приложение 2). Но и при изготовлении высококачественных сталей шатун гоночного двигателя не может иметь большого запаса прочности, так как для уменьшения инерционных нагрузок на коленчатый вал и подшипник большой головки шатуна вес шатуна дол-

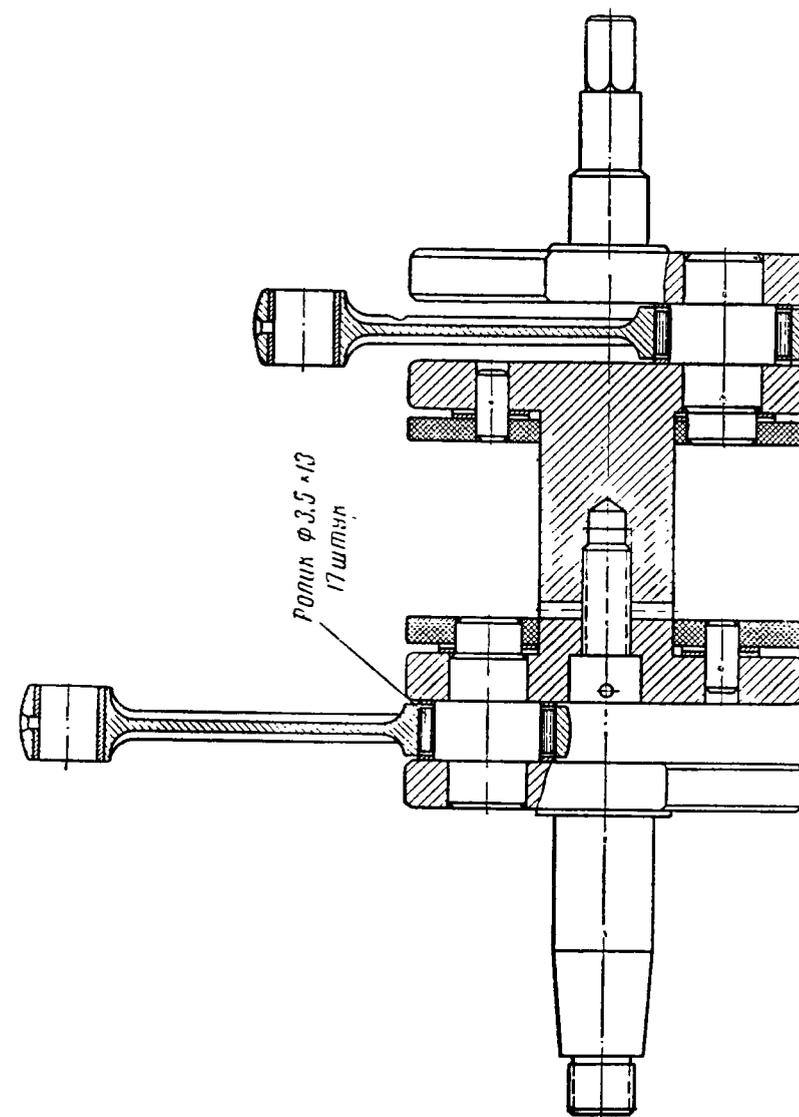


Рис. 28. Коленчатый вал двигателя Кениг.

жен быть минимальным. Чтобы повысить усталостную прочность шатуна, необходимо устранить поверхность очагов концентрации напряжений, поэтому шатуны гоночных и некоторых спортивных двигателей тщательно полируют и контролируют на отсутствие трещин. В большинстве случаев стержень шатуна имеет двутавровое сечение, однако на некоторых четырехтактных (БМВ РС-500, С-51 и др.) и двухтактных двигателях С2-125, С2-175 (лодочных Циммерман, Дельфин) применяются шатуны с овальным сечением стержня (овальные шатуны) (см. рис. 16). Овальный шатун имеет меньше дефектов при штамповке, менее трудоемок в обработке (особенно при полировке) и дает полную гарантию при проверке на отсутствие трещин.

При бесперебойной работе двухтактного двигателя рабочий ход приходится на каждый оборот коленчатого вала, поэтому силы давления газов частично уравниваются силами инерции, в результате чего нагрузка на кривошипно-шатунный механизм двухтактного двигателя меньше, чем у четырехтактного двигателя. Этим объясняются меньшие размеры сопряжений кривошипно-шатунного механизма двухтактных двигателей по сравнению с четырехтактными при равных объемах цилиндров, в том числе и большой головки шатуна.

В основном для смазки подшипника большой головки шатуна двухтактного двигателя используется смесь масла и топлива. В большинстве случаев эта смесь проникает в подшипник через пазы, выполненные в стенках большой головки шатуна (см. рис. 16).

Для малой головки шатуна на четырехтактных двигателях в качестве подшипника служит бронзовая втулка, а на двухтактных двигателях в большинстве случаев — игольчатый подшипник из-за работы этого сочленения при высоких температурах и значительно худших условиях смазки.

Подшипник большой головки шатуна. Как указывалось выше, на гоночных и спортивных двигателях применяются исключительно роликовые и игольчатые подшипники большой головки шатуна, снабженные сепаратором. Одним из недостатков насыпного подшипника, не имеющего сепаратора, является то, что относительная скорость скольжения двух смежных роликов равна сумме окружных скоростей этих роликов, т. е. вдвое больше, чем при скольжении ролика по неподвижной по отношению к нему перемычке сепаратора. Результатом этого является увеличение потерь на трение, количества выделяющегося тепла и износа.

При бессепараторном подшипнике центробежные силы каждого ролика складываются и сжимают внешний по отношению к оси вращения коленчатого вала ролик, что увеличивает износ и способствует заклиниванию подшипника. Если на подшипнике есть сепаратор, то сила каждого ролика воспринимается соответствующей перемычкой сепаратора. Существенной особенностью работы подшипника большой головки шатуна является дополнительное

вращение всего подшипника вокруг оси коленчатого вала, в результате чего возникает центробежная сила роликов и сепаратора, сильно влияющая на работу подшипника и его износ. Поэтому чем меньше вес роликов и сепаратора, тем меньше износ подшипника от этой силы. Следовательно, чем выше рабочий диапазон оборотов двигателя, тем меньший вес (т. е. в основном диаметр роликов) должен иметь подшипник. Однако допустимые контактные напряжения между роликом и кривошипным пальцем пропорциональны диаметру ролика при прочих равных условиях. Поэтому на двухтактных гоночных двигателях, где суммарные нагрузки на подшипник большой головки шатуна ниже, чем у четырехтактных двигателей, применяются игольчатые подшипники. Для снижения веса сепараторы роликового и большинства игольчатых подшипников изготавливаются из дюралюминия. Однако для игольчатых подшипников применяют также и стальные тонкостенные сепараторы Дукати-125, Кониг и другие (рис. 29), вес которых не больше дюралюминиевых. Центрируются сепараторы в мотоциклетных двигателях в основном по наружному диаметру (шатуну), что обеспечивает меньший износ кривошипного пальца. При этом зазор для дюралюминиевого сепаратора составляет: по шатуну 0,2—0,25 мм, по пальцу 0,4—0,6 мм, а по торцам 0,1—0,5 мм.

Ввиду значительных ударных нагрузок и высоких оборотов гоночных и спортивных двигателей величина радиальных зазоров и точность изготовления деталей этого узла играют решающую роль при определении межремонтного пробега двигателей.

Для гоночных четырехтактных двигателей с рабочим диапазоном от 1000 до 1300 об/мин максимально допустимый радиальный зазор при эксплуатации не должен превышать 0,040 мм. Если зазор больший, то слой цементации на кривошипном пальце и шатуне очень быстро разрушается, а затем происходит заклинивание подшипника.

Для спортивных двигателей, рабочий диапазон которых не выше 7500 об/мин, допустим радиальный зазор до 0,080 мм. Чтобы увеличить пробег, при сборке или ремонте коленчатого вала необходимо иметь минимально допустимый радиальный зазор, высокую точность и чистоту обработки беговых дорожек (палец и шатун). По этой же причине в гоночных двигателях сортировку роликов в ряде случаев проводят с градацией 0,001 мм и не выше 0,002 мм. Овальность и конусность поверхностей беговых дорожек бывает не более 0,002 мм. В практике ВНИИМОТОПРОМа минимальный монтажный зазор в подшипниках четырехтактных гоночных двигателей составляет 0,006—0,010 при диаметре пальца от 20 до 38 мм. Большое значение для работы подшипника имеет перекосящая поверхность окна сепаратора относительно центрирующего диаметра. Для гоночных двигателей он выполняется в пределах 0,01 мм на длине окна (для однорядного подшипника длина ролика или иглы, для двухрядного — длина двух роликов). При увеличении перекосяния возникает сила, прижимающая сепаратор

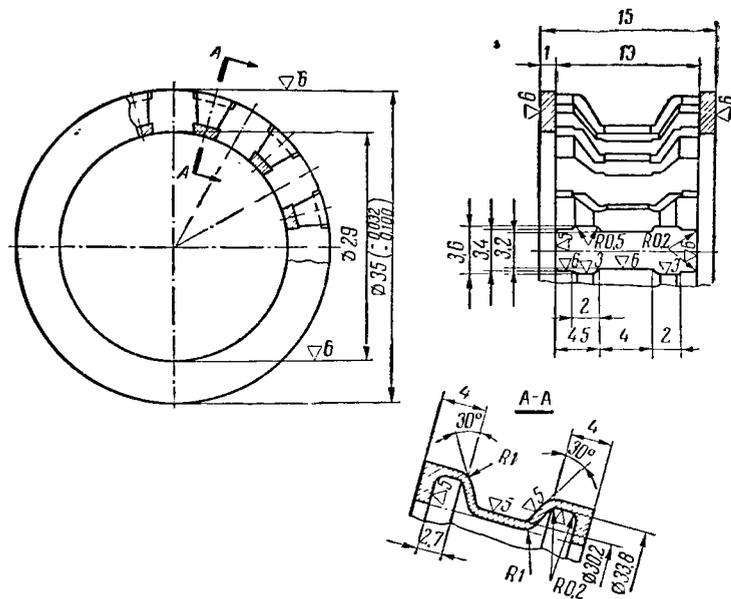


Рис. 29. Стальной тонкостенный сепаратор подшипника большой головки шатуна (двигатель Кениг).

к одной из щек, что приводит к истиранию щеки и увеличению потерь на трение, а для двухтактных двигателей является причиной заклинивания подшипника.

Однорядный роликовый подшипник при отношении длины ролика к диаметру не более двух имеет большую долговечность, чем двухрядный подшипник. Однако при применении такого подшипника увеличиваются и без того высокие требования к овальности и конусности беговых дорожек (0,001 мм).

В конструкции коленчатого вала, собираемого на торцовых шлицах, ролики работают не по поверхности кривошипного пальца, как обычно, а по поверхности цементированного кольца. Это увеличивает диаметр беговой дорожки, что для гоночных двигателей нежелательно, так как возрастают окружные скорости роликов и увеличивается вес роликов и сепаратора. При равных размерах одного цилиндра подшипник двигателя С159 более долговечен, чем двигателя С259, несмотря на большую быстрходность первого.

Вес сепаратора с роликами и диаметры внутренних беговых дорожек приведены в таблице 10.

На большинстве коленчатых валов фиксация шатуна от продольных перемещений относительно вала производится в большой головке шатуна его торцами, имеющими зазор между щеками в пределах 0,1—0,5 мм.

Ввиду конусности поверхностей качения или тел качения в подшипнике большой головки шатуна, непараллельностей осей головок шатуна и других причин шатун во время работы двигателя часто смещается к одной из щек и трется торцом о поверхность щеки. В результате этого происходит дополнительный нагрев подшипника большой головки шатуна, что для двухтактных высокооборотных гоночных и спортивных двигателей является одной из причин заклинивания подшипника.

Для устранения указанного дефекта в последнее время на некоторых двухтактных гоночных двигателях (МЗ-125, Парилла-100 и др.) применяется осевая фиксация шатуна в малой головке. Она осуществляется торцами малой головки шатуна и бобышек поршня за счет использования осевого зазора в этом соединении размером примерно 0,2 мм, в то время как в большой головке торцовый зазор между щеками и шатуном составляет около 2 мм.

Таблица 10

Конструктивные данные подшипников большой головки шатуна гоночных и спортивных двигателей

Марка мотоцикла	Назначение	Рабочий объем двиг. (см ³)	Размер подшипников							
			Число шлицев	Тактность	Число рядов роликов	Размер ролика d×l	Число роликов в ряду	Материал сепаратора	Диаметр внутр. бегов. дорожки (мм)	Вес сепаратора с роликами (г)
С157А	Гоноч.	124	1	4	12	5×6	2	Дюралюминий	28	36
С159	"	124	1	4	12	5×12	1	"	25	30,5
С2-125	"	122,5	1	2	14	3×12	1	"	20	13,5
Дукати	"	124	1	4	19	3,5×12	1	Сталь	29	24
С259	"	248	2	4	14	5×6	2	Дюралюминий	35	38,5
С360	"	347	2	4	14	5×6	2	"	35	38,5
Кениг	Лодочн.	345	2	2	17	3,5×13	1	Сталь	28	23,6
Хонда	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
СВ-92	Спорт.	124	2	4	20	2,5×8,5	1	Дюралюминий	21	8,6
КР-5	"	497	1	4	14	6×8	2	"	35	70
ЭСО-500	"	498	1	4	14	6×7	2	"	38	65,5
БСА-Зол	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
Звезда	"	499	1	4	12	6,3×8	2	"	32,4	65
БМВ-Р-69С	"	596	2	4	18	5×10	1	"	36	39

Поршневая группа. В современных мотоциклетных двигателях применяются поршни, изготовленные только из алюминиевых сплавов, обладающих хорошей теплопроводностью (обеспечивающей высокие степени сжатия), низким удельным весом и антифрикционными свойствами.

Основными недостатками алюминиевых сплавов являются: низкая температура плавления, резкое падение прочности при повы-

шении температуры и высокий коэффициент линейного расширения. Низкая температура плавления и резкое падение прочности при температуре поршня выше 300° являются основной причиной разрушения и прогорания алюминиевых поршней, что особенно часто происходит на двухтактных гоночных двигателях и двигателях с наддувом. Для большинства спортивных и гоночных двигателей используются поршни, отлитые в кокиль из высококремнистых алюминиевых сплавов, имеющих наименьший коэффициент линейного расширения по сравнению с другими алюминиевыми сплавами. Наилучшим по жаропрочности из высококремнистых литейных алюминиевых сплавов в настоящее время считается сплав Лоу-Экс. При этом он имеет один из наиболее низких коэффициентов линейного расширения.

Для наиболее форсированных гоночных двигателей, а также спортивных двигателей с рабочим объемом одного цилиндра от 250 до 500 см³ применяются кованые поршни из алюминиевого сплава АК-4. Но этот сплав имеет больший коэффициент линейного расширения, ввиду чего необходимо увеличить температурные зазоры не менее чем на 25% по сравнению с высококремнистыми сплавами. Поршни из сплава АК-4 используются на гоночных двигателях (С159, С360, С51, ЧЗ-250 и других), на спортивных двигателях (ЭСО-250, 350, 500, КР-5 и других). Конструкции поршней четырехтактных и двухтактных двигателей имеют принципиальные отличия.

С целью улучшения теплоотвода днище поршня двухтактного двигателя делают толще, чем у четырехтактного при равных диаметрах цилиндра, а диаметр поршневого пальца двухтактного двигателя меньше, чем у четырехтактного. Поршневое кольцо двухтактного двигателя фиксируется от поворота стопором, во избежание попадания в окна. Поршень двухтактного гоночного двигателя в большинстве случаев имеет одно поршневое кольцо, в то время как поршень четырехтактного двигателя, как правило, имеет два компрессионных и одно маслоъемное кольца. Поршень двухтактного двигателя нагревается значительно больше четырехтактного, так как у последнего время на отвод тепла в два раза больше. Поэтому на гоночных двухтактных двигателях особенно эффективно применять трехканальную продувку, обеспечивающую охлаждение внутренней поверхности днища поршня свежей смесью. Юбка поршня двухтактного двигателя имеет окна, обеспечивающие проход смеси при положении поршня в н. м. т. в продувочные каналы, а при наличии третьего канала и в это окно (рис. 30).

Для быстроходных четырехтактных двигателей наиболее опасным сечением, по которому могут образоваться трещины, является вертикальная плоскость, проходящая через ось поршневого пальца. Поэтому на ней нельзя делать отверстия для смазки поршневого пальца и отвода масла от канавки маслоъемного кольца (рис. 31).

Обрыв поршня, как правило, происходит по канавке маслоъем-

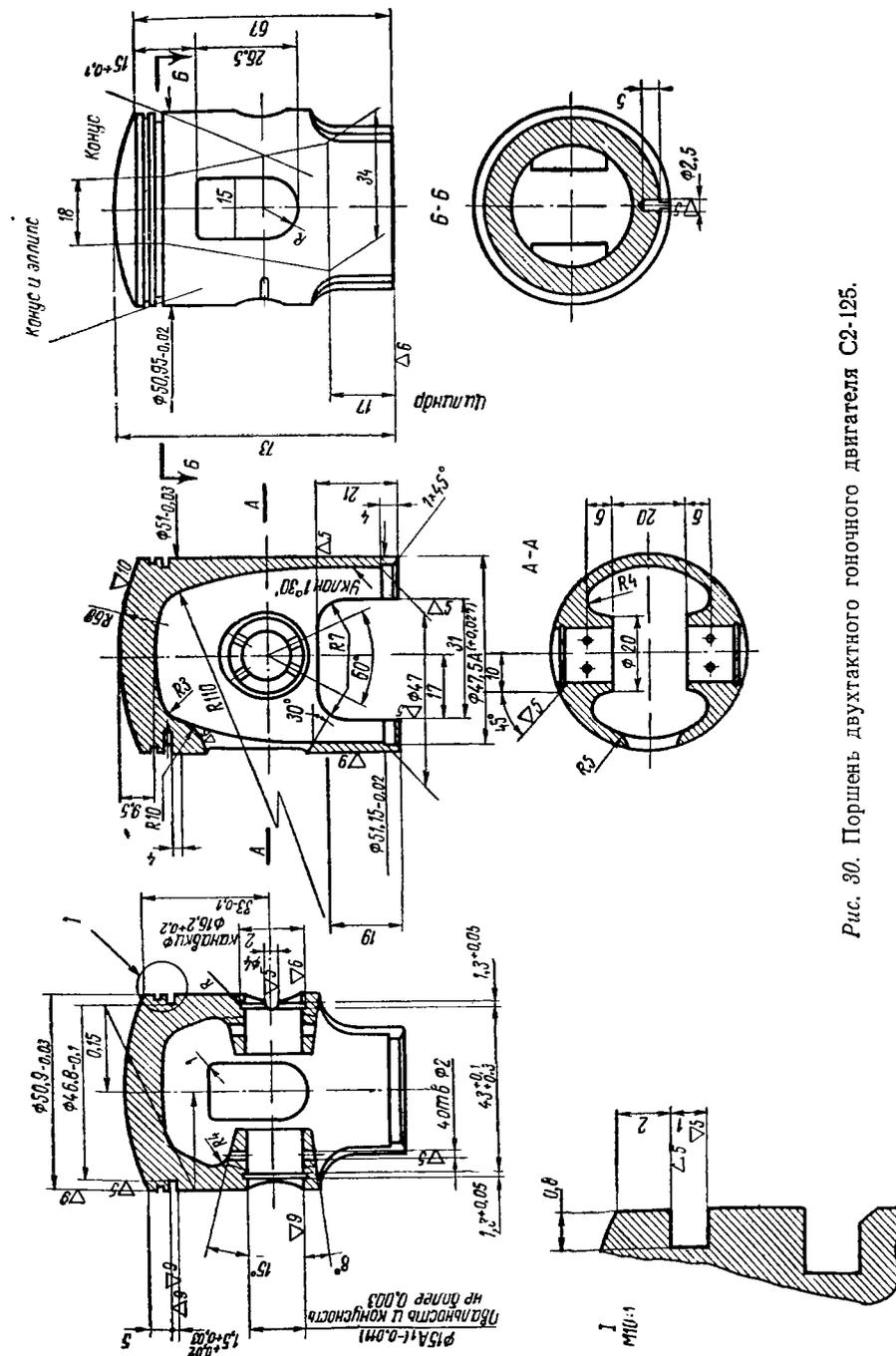


Рис. 30. Поршень двухтактного гоночного двигателя С2-125.

ца. И, как правило, при достижении резонанса в диапазоне рабочих чисел оборотов двигателя кольцо ломается. Закономерно: чем меньше высота кольца, тем меньше вибрация.

2. Инерционные силы кольца, возникающие при возвратно-поступательном движении поршня, примерно пропорциональны квадрату средней скорости поршня. Поэтому на быстроходных гоночных и спортивных двигателях возникают значительные напряжения давления на торцовых поверхностях канавок в поршне. Кроме того, поршень гоночных и спортивных двигателей имеет повышенный температурный режим, вследствие чего происходит повышенный износ канавок.

3. Износ колец зависит от удельного давления на зеркало цилиндра. Во время процессов сгорания и расширения удельное давление компрессионных колец, особенно верхнего, значительно увеличивается за счет давления газов. Понятно, чем выше кольцо, тем больше поверхность, на которую давят газы, проникающие в канавку для кольца, следовательно, больше износ и потери на трение.

Условия работы поршневого кольца в двухтактных гоночных двигателях ухудшаются обычно из-за наличия окон газораспределения на зеркале цилиндра. Особенно «трудно» приходится чугунным кольцам. Именно они, ударяясь о кромки окон, не выдерживают, ломаются. Поэтому в двухтактных двигателях лучше применять стальные кольца с рабочей поверхностью, покрытой пористым хромом.

Поршневые пальцы гоночных двигателей выполняются трубчатыми тонкостенными. Толщина стенок дополнительно уменьшается с обоих концов пальца путем конических расточек (см. рис. 9). Чтобы устранить местные очаги концентрации напряжений на внутренней поверхности пальца, не допускаются глубокие риски. Они часто полируются.

Стопорные кольца поршневого пальца быстроходных двигателей выполняются из пружинной стальной проволоки. Они не должны иметь уса или усов для монтажа и демонтажа.

Снять кольцо можно через паз, выпиленный в поршне.

Система смазки

Четырехтактные гоночные и спортивные двигатели. Современные двигатели, как правило, имеют циркуляционную систему смазки, при которой масло из кривошипной камеры откачивается насосом или стекает самотеком в маслорезервуар. Этим самым снижаются гидравлические потери. К наиболее нагруженным и трущимся поверхностям масло подается под давлением, но для

большинства сопряженных деталей смазка осуществляется масляным туманом. В первую очередь под давлением смазывается подшипник большой головки шатуна. Типовая конструкция подвода смазки к этому подшипнику на одноцилиндровых двигателях показана на рис. 24. Полость в кривошипном пальце в ряде случаев используется как центрифуга для тонкой очистки масла. На рисунке показано, как за счет расположения сверлений в кривошипном пальце достигается очистка масла. Для двухколенных и коленвалов многоцилиндровых рядных двигателей применяется в большинстве случаев схема подачи масла типа М-72 (см. рис. 11). В этом случае центрифуга создается в полости, образованной стенкой щеки и крышки.

Для гоночных двигателей обязательным является подвод смазки под давлением к контактным поверхностям кулачка и рокера или толкателя.

Подается масло через полый распределительный вал и сверления в кулачке (С159 и Дукати) или через отверстия в оси рокера и далее по сверлениям в рокере (С259 и С157А).

В качестве опор валов механизма газораспределения нередко применяются втулки. В этом случае подача масла к ним на гоночных двигателях производится под давлением. В основном на вышеперечисленных двигателях применяются шестеренчатые маслонасосы, так как задача циркулирующего масла состоит не только в смазке, но и в отводе тепла. Естественно, удельная производительность нагнетающего маслонасоса в л./л. с. час для гоночных двигателей выше, чем для дорожных (см. таблицу 11).

Чтобы преждевременно не вышли из строя нагнетающий и откачивающий маслонасосы из-за попадания в них твердых частиц, перед входом в маслонасос ставится сетчатый фильтр.

Рассмотрим систему смазки в коробке передач.

На гоночных двигателях в настоящее время преобладает сухое сцепление (оно применяется и на двигателях С360 и С259 с 1963 г.). Это ведет к значительному уменьшению загрязнения масла, снижению потерь на трение за счет присадки к маслам дисульфата молибдена (MoS_2). При масляном сцеплении присадка MoS_2 была невозможна ввиду резкого снижения коэффициента трения, приводившего к пробуксовыванию сцепления.

На гоночных мотоциклах в большинстве случаев для снижения гидравлических потерь в коробке передач (при отсутствии подшипников скольжения) применяется смазка только масляным туманом, создаваемым маслом, стекающим через шестерни в маслорезервуар (С259, С159 и С360).

Система смазки спортивных двигателей аналогична гоночным, однако чтобы избежать перегрева масла, маслосистема в большинстве случаев имеет отдельный маслбак и два маслонасоса. Пожалуй, исключение составляет двигатель Хонда СВ-92, который имеет маслорезервуар в картере и один нагнетающий плунжерный насос.

Таблица 11

Основные параметры маслонасосов некоторых двигателей

Марка и модель мотоцикла	Рабоч. объем двиг. (см ³)	Число цилиндров	Максимальн. мощность (л. с.)	Маслонасосы			Примечание
				тип	уд. произв. вол. нагнетающего (л.л.с. час)	уд. произв. вол. откач. (л.л.с. час)	
1	2	3	4	5	6	7	8
C157A	124	1	16	Шестер.	4,2	8,4	Из кривошипной камеры откачивается ≈ 60% масла, подаваемого нагнетающим насосом
C159	124	1	21,6	"	7,0	11,3	
C259	248	2	39,8	"	10,0	10,0	
C360	347	2	51,5	"	7,0	7,0	
KP-5	497	1	41	"	1,8	2,7	

Сапун

Практика показывает, что спортсменам, соревнующимся на гоночных мотоциклах с четырехтактными двигателями, немало неприятностей доставляет подтекание масла из разъемов и соединений двигателя. В одно-двухцилиндровых двигателях причину надо искать в недостатках конструкции сапуна или в дефекте компрессионных колец. Масло, подтекающее, естественно, попадает на заднюю крышку, ножные рычаги тормоза и коробку передач. Надо ли утверждать, как это опасно для гонщика, участвующего в шоссейно-кольцевых соревнованиях! Кроме того, это серьезно ухудшает динамику мотоцикла. С такими дефектами трудно рассчитывать на серьезный успех в состязаниях.

На гоночных одно-двухцилиндровых мотоциклетных двигателях применяются в основном три типа сапунов:

а) сапун со свободным входом и выходом воздуха («свободный» сапун) в кривошипную камеру или картер (двигатель Дукачи) (см. рис. 23);

б) механический сапун золотниковый типа, конструкция такого

сапуна показана на рис. 24 — она применяется на двигателе C157A;

в) сапун с центробежной сепарацией масла (см. рис. 9), устанавливаемый с 1963 г. на двигателях C259 и C360.

Наиболее прост по конструкции «свободный» сапун, но он, к сожалению, не дает разрежения в картере и требует большого объема картера.

Завод ЧЗМ (ЧССР) в свое время применял такую конструкцию сапуна на нескольких моделях одноцилиндровых гоночных двигателей. Было установлено, что сапун удовлетворительно работал при хорошей подгонке плоскостей разъемов и, самое важное, при отличной герметичности компрессионных колец. Но как только кольца поднашивались, начинался вначале небольшой, затем все возрастающий прорыв газов в картер. В нем создавалось давление, в результате чего начиналось потение, а затем и обильное подтекание масла из разъемов и шланга сапуна.

Второй тип сапуна — золотниковый — обеспечивает высокое разрежение в кривошипной камере до 300 мм вод. ст. при числе оборотов коленчатого вала двигателя C157A — 10000 об/мин. Даже при изношенных кольцах разрежение в кривошипной камере не исчезает. Если же оно пропадает, то износ колец увеличивается настолько, что двигатель теряет до 25% от номинальной мощности, а зазор в стыке колец достигает 1—1,5 мм. При увеличении этого зазора возрастает и выброс масла.

Наиболее долговечной и герметичной показала себя конструкция сапуна с центробежной сепарацией масла. Она (сепарация) обеспечивает разрежение около 200 мм вод. ст. при 10000 об/мин. Износ текстолитового диска сапуна и дюралюминиевого основания за 4—5 соревнований не превышает 0,5 мм. Потение около отверстия сапуна в крышке передней передачи наблюдается только в момент пуска двигателя.

★★★

Смазка двухтактных мотоциклетных двигателей до 1963 года осуществлялась в основном смесью масла с топливом. Сейчас же повышение оборотов и мощности современных двухтактных гоночных двигателей лимитируется смазкой подшипника большой головки шатуна, а в большинстве конструкций и коренных подшипников коленчатого вала. Трудности в создании системы смазки двухтактного двигателя заключаются в том, что прокачиваемое через подшипник большой головки шатуна масло смешивается с топливом и может произвольно изменять качество топлива. Поэтому необходима точная дозировка очень малых количеств масла в зависимости от расхода топлива и числа оборотов коленчатого вала. Последнее усложняется для двух- и многоцилиндровых двигателей необходимостью подачи равных порций масла к каждому подшипнику.

Смазка коренных подшипников решается путем их герметизации от кривошипной камеры и подводом масла или тумана из коробки передач и передней передачи (двигателя МЗ).

В настоящее время принудительная система смазки подшипников большой головки шатуна получает все более широкое применение, в первую очередь на гоночных двухтактных двигателях. Такой системой смазки снабжены двухтактные гоночные двигатели фирм Ямаха, Судзуки, Кавасаки, Крейдлер и т. д.

На модели дорожно-спортивного мотоцикла Кавасаки-350 также применена принудительная система смазки подшипников большой головки шатуна (тип «Энжектолюба»).

На отечественных гоночных двухтактных двигателях СВ-51, а также двигателях собственной конструкции мастеров спорта Катомина и Абрамова применена принудительная система смазки подшипников большой головки шатуна.

ГЛАВА IV.

ДИНАМИКА МОТОЦИКЛА

Цель каждого гонщика — достижение наибольшей средней скорости в заданных дорожных условиях. Для этого необходимо не только иметь мотоцикл с двигателем большой мощности, но и умело использовать эту мощность, т. е. эффективно пользоваться динамическими качествами мотоцикла. Достижение высокой средней скорости зависит от следующих основных условий: быстроты разгона на промежуточных передачах, максимальной скорости на прямой передаче и быстроты торможения.

Мотоциклу во время движения приходится работать на переменных режимах как по оборотам двигателя, так и по скорости. Переменный режим движения по скорости мотоцикла особенно характерен на кроссе и на шоссейно-кольцевых гонках. В этих видах соревнований попеременно чередуются разгон, максимальная скорость и торможение. При этом тормозной путь на общей дистанции круга достигает значительной величины.

Для достижения наибольшей средней скорости надо эти три основные этапа движения мотоцикла выполнять в быстром темпе. А это, в свою очередь, зависит от мощности и регулировки двигателя, сцепления колес с дорогой, подбора передаточных отношений в коробке передач и, конечно, от искусства управления мотоциклом. В гонках по кроссу и по шоссейно-кольцевой трассе большое зна-

чение имеет способность гонщика эффективно использовать крутящий момент двигателя при разгоне. Хороший результат разгона получается тогда, когда не допускается большая пробуксовка ведущего колеса. Чрезмерное его буксование резко снижает динамику мотоцикла, ведет к потере времени при разгоне мотоцикла. Кроме того, при сильном буксовании может получиться боковой занос мотоцикла. Особенно это опасно в момент наклона мотоцикла при прохождении поворота. Эффективность сцепления колеса с дорогой зависит от качества профиля шины и от величины передаточных отношений в коробке передач.

Не менее важную роль в улучшении динамики мотоцикла играет общий вес мотоцикла. Чем меньше он, тем меньше затрачивается времени на разгон до максимальной скорости.

Максимальная скорость при установившемся режиме движения на горизонтальном участке дороги зависит от следующих факторов: наибольшей мощности двигателя; коэффициента полезного действия трансмиссии; сопротивления качению; сопротивления воздуха.

При подготовке мотоцикла к спортивным соревнованиям существенное значение имеет уменьшение потерь на трение в трансмиссии при передаче мощности к заднему колесу.

Эти потери можно выразить равенством

$$N_k = N_e - N_{тр},$$

где

N_k — мощность, подведенная к заднему колесу, л. с.;

N_e — эффективная мощность двигателя, л. с.

$N_{тр}$ — мощность, затраченная на преодоление трения в трансмиссии, л. с.

Качество изготовления трансмиссии характеризуется коэффициентом трения $\eta_{тр}$, который выражает отношение величин

$$\eta_{тр} = \frac{N_k}{N_e}.$$

Коэффициент трения $\eta_{тр}$ для мотоциклов находится в пределах от 0,8 до 0,93.

На величину $\eta_{тр}$ влияют следующие факторы: качество изготовления силовой передачи; качество обкатки; качество сборки; вязкость масла.

Задача механика и гонщика и заключается в том, чтобы довести $\eta_{тр}$ до наибольшей величины. Имея внешнюю характерис-

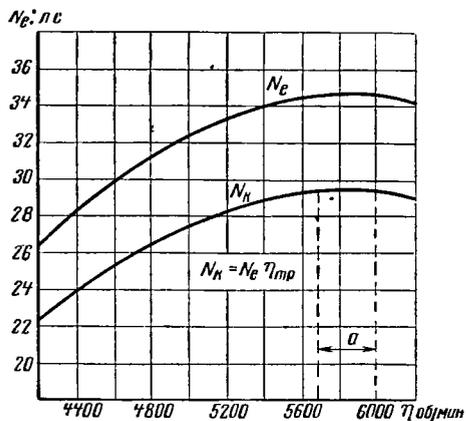


Рис. 32. Потери эффективной мощности на трение в трансмиссии: N_e — эффективная мощность; N_k — мощность, подводимая к заднему колесу.

тику двигателя и принимая среднюю величину примерно $\eta_{тр} = 0,85$, можно построить график мощности, подводенной к заднему колесу по уравнению

$$N_k = N_e \eta_{тр}$$

На рисунке 32 показана характеристика двигателя N_e и N_k в зависимости от величины $\eta_{тр}$.

Для подсчета возможной максимальной мощности используется короткий отрезок протекания кривой характеристики, обозначенной на рисунке 32 пунктирными линиями в пределах отрезка «а».

$$N_f = \frac{G \cdot fV}{270} \text{ л. с.},$$

где

- G — вес мотоцикла и водителя, кг;
- f — коэффициент сопротивления качению;
- V — скорость в км/час;
- N_f — мощность, затрачиваемая на качение, л. с.

Пример подсчета потребной мощности на преодоление качению:

- Дано: дорога (асфальтированное шоссе) $f = 0,020$;
- G — вес мотоцикла с водителем — 180 кг;
- V — скорость — 160 км/час.

Тогда сопротивление качению будет равно:

$$N_f = \frac{180 \cdot 0,02 \cdot 160}{270} = 2,15 \text{ л. с.}$$

Рассмотрев факторы, влияющие на потерю мощности двигателя при качении мотоцикла, можно сделать вывод, что спортивный мотоцикл должен быть легким, а давление в шинах — более повышенное, нежели в шинах обычного дорожного мотоцикла.

Таблица 12

Зависимость коэффициента сопротивления качению от скорости и давления в шинах

Давление в шинах (кг/см ²)	50	Скорость (км/час)				
		100	150	200	250	300
1	0,0215	0,0394	0,107	0,272	0,597	1,150
1,5	0,0161	0,0238	0,0529	0,124	0,264	0,502
2,0	0,0132	0,01745	0,0334	0,0727	0,1493	0,285
2,5	0,0121	0,025	0,0325	0,052	0,095	0,175
3,0	0,0092	0,0121	0,022	0,035	0,070	0,125
4,0	0,00832	0,00932	0,0191	0,0224	0,0405	0,0715
6,0	0,00638	0,00683	0,00845	0,01245	0,0203	0,0336

Сопротивление воздуха. Сопротивление воздуха оказывает значительное влияние на потерю мощности. Величина этой потери зависит главным образом от лобовой площади мотоцикла и гонщика, от обтекаемости, а также от скорости движения.

Лобовую площадь мотоцикла вместе с гонщиком можно с достаточной точностью определить по чертежу или по фотографии, придав наружным контурам геометрические формы, как это показано на рис. 33. Лобовая площадь зависит от посадки гонщика на мотоцикле. Различают следующие виды посадок: прямую-нормальную и полулежачую-гоночную. Прямая посадка применяется глав-

ОБЩИЕ СИЛЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Мощность, подводимая от двигателя к колесу при движении в разных условиях соревнования, затрачивается на сопротивление качению, сопротивление воздуха, сопротивление силы инерции, преодоление подъемов. Рассмотрим эти факты подробнее.

Сопротивление качению. Оно зависит от ряда обстоятельств: качества дороги; веса мотоцикла вместе с водителем; внутреннего давления в шинах и скорости мотоцикла.

Состояние дорог и качество шин оценивается коэффициентом качения l_f , величина которого колеблется при скорости движения до 150 км/час — от 0,012 до 0,020. Малые величины относятся к дорогам с хорошим и ровным покрытием. Сопротивление качению резко возрастает при скоростях выше 200 км/час.

Сопротивление качению зависит от давления в шине; чем меньше давление в шине, тем больше коэффициент сопротивления. Сопротивление качению также возрастает с увеличением веса мотоцикла.

В таблице 12 показаны коэффициенты сопротивления качению в зависимости от скорости движения и давления в шинах.

Мощность, затрачиваемая на сопротивление качению, определяется по формуле

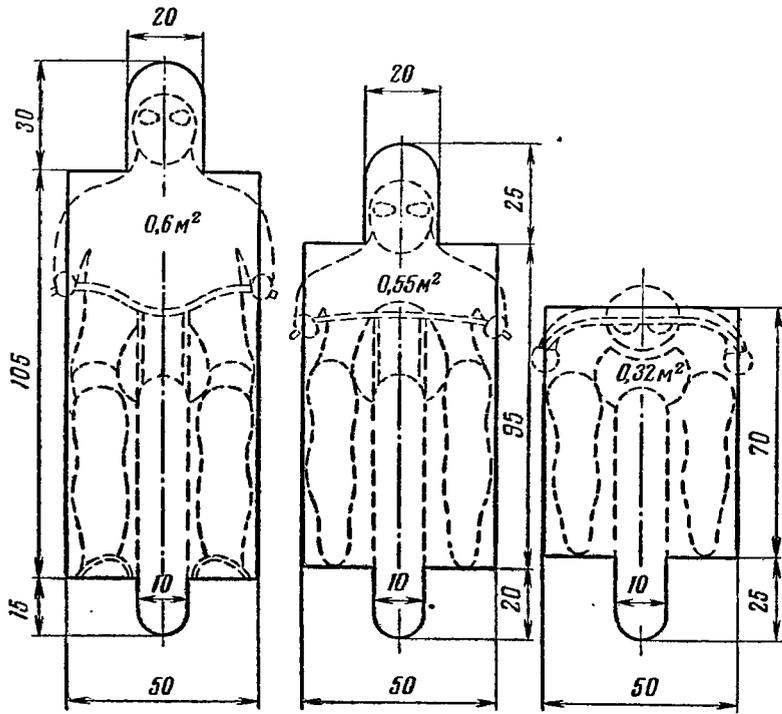


Рис. 33. Типы посадок на мотоцикле.

ным образом на кроссе, а полулежащая — на шоссейно-линейных и шоссейно-кольцевых гонках. Максимальная лобовая площадь, а следовательно, высокое сопротивление получается при прямой посадке. На скорости 120 км/час лобовое давление равно 87,5 кг/м², а при скорости 180 км/час оно достигает 195,4 кг/м². Эти цифры показывают, что чем меньше лобовая площадь, тем меньшая мощность будет затрачиваться на преодоление сопротивления воздуха. Поэтому для скоростных соревнований к выбору гоночной посадки следует отнестись с особым вниманием.

В гонках по кроссу лобовая площадь мотоцикла с гонщиком не имеет существенного значения, так как средняя скорость на кроссе, по решению ФИМ, не должна превышать 50 км/час. В этом виде гонок часто применяется способ езды на отдельных участках дороги, даже стоя на мотоцикле. В мотокроссе сцепление ведущего колеса имеет большее значение для динамики мотоцикла, чем лобовое сопротивление. Улучшение обтекаемости играет определенную роль для достижения более высоких скоростей. С этой целью для гонщиков изготавливают одежду из кожи или кожзаменителей. Обмундирование необходимо подгонять по фигуре гонщика в по-

лулежащем положении, чтобы на одежде было минимальное количество складок.

Для уменьшения завихрения воздуха при движении на мотоцикле устанавливают полуобтекатели (рис. 34, 35). Размер и условия их постановки подробно изложены в правилах проведения соревнований.

Прирост скорости от полуобтекателя получается примерно от 10 до 12%. Полные обтекатели, которые целиком закрывают гонщика и мотоцикл, используются обычно только на мотоциклах, подготовленных для установления рекорда скорости. В этом случае ФИМ к размерам и способам постановки обтекателей никаких ограничений не предусматривает.

При проектировании полного обтекателя принимают за основу рост и условия посадки гонщика, размеры мотоцикла. По этим данным изготавливают модель обтекателя. Ее испытывают, продувая в аэродинамической трубе на расчетной скорости. По результатам продувки определяют коэффициент обтекаемости, проверяют продольную и поперечную устойчивость. Во время продувки в модели находится еще подъемная сила, возникающая при набегающем потоке воздуха на обтекатель. Эта сила создается вследствие появления разности давлений на нижнюю и верхнюю поверхности обтекателя. На рисунке 36 показано образование подъемной силы обтекателя. При скорости движения свыше 250 км/час подъемная сила может достигнуть величины, превышающей давление, приходящееся на переднее колесо. Вследствие этого машина может потерять управление, и произойдет авария. Чтобы избежать потери контакта переднего колеса с дорогой, в носовой части обтекателя нередко устанавливают дополнительно груз. Современные рекордные мотоциклы с обтекателями имеют вид удлиненного фюзеляжа



Рис. 34. Мотоцикл с полуобтекателем для шоссейно-кольцевых гонок

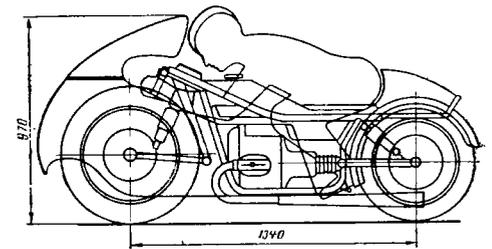
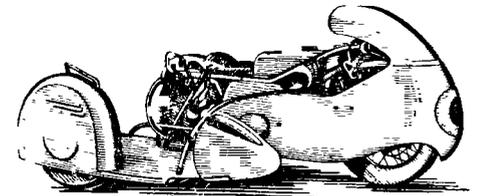


Рис. 35. Мотоцикл с коляской М-53С, подготовленный для шоссейно-кольцевых гонок.

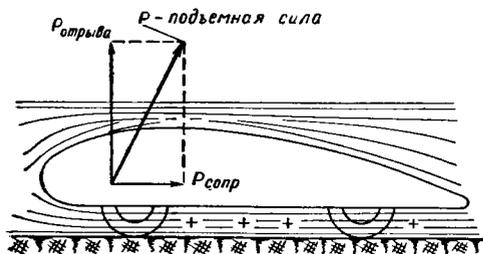


Рис. 36. Схема образования подъемной силы при движении мотоцикла с обтекателем.



Рис. 37. Рекордный мотоцикл «Триумф» с обтекателем.



Рис. 38. Рекордный мотоцикл конструкции заслуженного мастера спорта Шумилкина Н.

(гоночная посадка) $KF=0,15-0,18$;

— мотоциклы с полуобтекателем $KF=0,12-0,14$;

самолета. Например, общая длина обтекателя рекордного мотоцикла «Триумф» равна 5130 мм, ширина—508 мм, высота—864 мм, высота стабилизатора—940 мм, база мотоцикла—2490 мм. Общий вид рекордных мотоциклов показан на рис. 37 и 38.

Мощность, необходимая на преодоление сопротивления воздуха, подсчитывается по формуле:

$$N_w = \frac{KFV^3}{3500} \text{ л. с.},$$

где K — коэффициент сопротивления воздуха или коэффициент обтекаемости;

F — лобовая площадь, м^2 ;

V — скорость, км/час ;

N_w — мощность сопротивления воздуха, л. с.

Для приближенного расчета можно пользоваться параметрами из таблицы 13.

В. В. Бекман* в своих трудах приводит следующие значения произведения KF :

— необтекаемые мотоциклы (обычная посадка) $KF=0,25-0,3$;

— необтекаемые мотоциклы

Таблица 13

Мотоцикл	Посадка гонщика	K	$F \text{ м}^2$
125	Нормальная	0,67	0,4—0,6
125	Полулежащая	0,45	0,3—0,5
125	С полуобтекателем	0,25	0,45
350	Нормальная	0,75	0,53—0,65
350	Полулежащая	0,5	0,45—0,6
350	С полуобтекателем	0,3	0,5

* В. В. Бекман. Динамика мотоциклов скоростного типа. Москва, Изд-во «Физкультура и спорт», 1956.

- необтекаемый мотоцикл с коляской (общая посадка мотоциклиста и пассажира) $KF=0,5$;
 - необтекаемый мотоцикл с коляской обтекаемой формы (гоночная посадка мотоциклиста, пассажир лежит) $KF=0,28-0,3$;
 - мотоцикл в закрытом обтекателе $KF=0,05-0,07$.
- Пользуясь произведением KF и задаваясь разными величинами скорости, можно построить график зависимости потребной мощности (рис. 39).

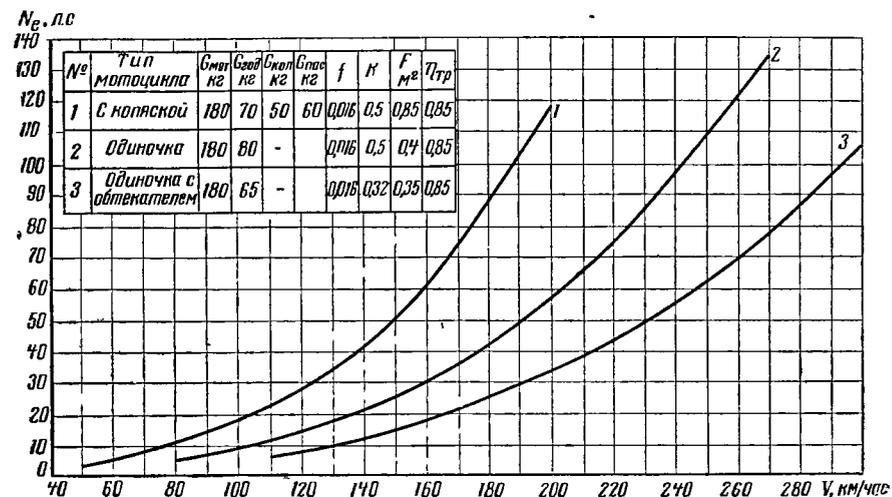


Рис. 39. Зависимость между скоростью и мощностью мотоциклетного двигателя: 1—мотоцикл с коляской; 2—мотоцикл-одиночка; 3—одиночка с обтекателем.

Мощность, расходуемая при движении мотоцикла на подъем, зависит от угла подъема α и скорости движения $V \text{ км/час}$. Чем больше обе эти величины, тем больше потребуется мощности для преодоления подъема

$$N_n = \frac{GV \sin \alpha}{270} \text{ л. с.},$$

где G — вес мотоцикла и водителя, кг ;

V — скорость, км/час ;

α — угол подъема

УСКОРЕНИЕ МОТОЦИКЛА

О динамических качествах мотоцикла судят по быстроте разгона его до максимальной скорости. Чем меньше затрачивается вре-

мени на разгон, чем короче путь разгона, тем выше динамика мотоцикла. Лучшей оценкой динамических качеств мотоцикла считается испытание его в гонках на один километр с места или при подъеме на холм.

Потребная мощность для преодоления сил инерции мотоцикла выражается формулой

$$N_i = \frac{i i G V}{2650} \text{ л. с.},$$

где J — ускорение, $м/сек^2$;

δ — коэффициент, учитывающий влияние инерции вращающихся частей (колес, маховиков, деталей коробки передач и др.). При движении на высшей передаче коэффициент δ принимают от 1,081 до 1,132;

V — скорость, $км/час$;

G — вес мотоцикла с водителем, $кг$;

N_i — избыточная мощность, т. е. разность между мощностью, подводимой к колесу N_k , и мощностями N_f и N_w , $л. с.$

На приемистость мотоцикла влияют следующие факторы: вес, передаточные числа в коробке передач, моменты инерции вращающихся деталей (колес, маховика, сцепления и др.). Во время разгона мотоцикла затрачивается энергия на раскрутку всех вращающихся деталей. В связи с этим такие детали, как колеса, шестерни, дисковое сцепление, необходимо по возможности облегчать. На динамические качества мотоцикла заметно влияет подбор маховика.

Практикой эксплуатации спортивных мотоциклов установлено, что на мотоцикле, предназначенном для шоссейно-кольцевых гонок, маховик ставят более легкий, чем на кроссовом мотоцикле. На многооборотных двигателях, работающих в диапазоне 12 000 — 15 000 оборотов в минуту, маховик бывает очень малых размеров. Тяжелый маховик применяется на всех мотоциклах, предназначенных для гонок по кроссу и гравийной дорожке. Например, маховик двигателя ЭСО-ДТ6, предназначенного для гонок по гравийным дорожкам, значительно тяжелее, чем кроссового мотоцикла ЭСО-500. На кроссовом мотоцикле «ЧЕЗЕТ-250» поставлен тяжелый бронзовый маховик, благодаря чему значительно улучшена тяговитость двигателя.

МОЩНОСТНОЙ БАЛАНС

При движении мотоцикла эффективная мощность двигателя затрачивается на преодоление всех рассмотренных выше видов сопротивлений. Сумма этих сопротивлений называется мощностным балансом и выражается:

$$N_e = N_{тр} + N_f + N_w + N_h + N_j \text{ л. с.}$$

Правая часть уравнения мощностного баланса двигателя показывает, что чем качественнее смонтирована силовая часть двигателя, тем меньше потерь на трение $N_{тр}$ и выше мощность, подводимая к заднему колесу N_k ,

$$N_k = N_e - N_{тр} \text{ л. с.}$$

Подставляя N_k в формулу баланса мощности, получим

$$N_k = N_f + N_w + N_h + N_i \text{ л. с.}$$

Потери мощности на преодоление качения N_f и потери на сопротивление воздуха N_w в значительной степени зависят от качества подготовки мотоцикла и посадки спортсмена.

Мощность, которая потребуется на преодоление подъема, практически не зависит от участника гонок. Потребная мощность, необходимая для преодоления инерции, может быть изменена незначительно. Если же учесть то обстоятельство, что для победы иногда недостает весьма малой доли улучшения качества мотоцикла, то есть смысл подумать о снижении моментов инерции всех деталей мотоцикла. При установившемся равномерном движении мотоцикла на горизонтальной дороге мощности N_i и $N_h = 0$, тогда формула будет иметь вид

$$N_k = N_f + N_w \text{ л. с.}$$

Эта формула выражает рабочий баланс мотоцикла при движении на максимальной скорости.

КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ КОЛЕСА

Крутящий момент двигателя, подводимый к ведущему колесу, зависит от передаточного числа и от потерь на трение в силовой передаче:

$$M_k = M_g i \eta_{тр} \text{ кг м},$$

где

M_g — крутящий момент двигателя, $кг м$;

i — передаточное число на данной передаче;

$\eta_{тр}$ — коэффициент потерь силовой передачи;

M_k — крутящий момент колеса, $кг м$.

Следовательно, чем больше значение передаточного числа, чем меньше потерь, тем выше крутящий момент колеса. Для каждой

передачи крутящий момент будет иметь свое значение. Максимальный крутящий момент будет на первой ступени коробки передач.

ТЯГОВОЕ УСИЛИЕ КОЛЕСА

Тяговое усилие, подводимое к ведущему колесу, получается делением крутящего момента M_k на радиус колеса R'_k

$$P_k = \frac{M_k}{R'_k},$$

где P_k — тяговое усилие колеса, кг;

R'_k — радиус колеса с учетом деформации шины. (Деформация шины зависит от давления в шине и от скорости движения. R'_k принимается при подсчете на 2—3% меньше замеренного размера радиуса колеса).

По опытам инженера Н. П. Полякова в лаборатории ВНИИМОТОПРОМ установлено, что с увеличением скорости движения тяговое усилие колеса не только уменьшается, но даже увеличивается. Очевидно, в этом случае сказывается величина центробежной силы, действующая на растяжение шины. Для предварительных подсчетов вполне достаточно учесть уменьшение замеренного радиуса на 2—3%.

Радиус колеса находят путем деления длины окружности на $2\pi \cdot 6,28$. Длину окружности замеряют путем качения мотоцикла $\pi \cdot 3,14$ по прямой линии пола. Для этой цели на шине мелом или краской наносят тонкую линию. Затем стальной рулеткой замеряют расстояние между двумя отметками за один оборот колеса

$$R_k = \frac{L}{6,28} \text{ м},$$

где L — длина окружности шины, м;

$R'_k = R_k - 0,98$ — расчетный размер радиуса колеса, м. Замена ведущего колеса другим неодинакового размера может изменить тяговое усилие в ту или иную сторону. Целесообразность замены может быть обоснована необходимостью повышения сцепления колеса с дорогой или устойчивости мотоцикла. Оба эти фактора, повышающие динамику мотоцикла, проверяют путем проезда мотоцикла по трассе гонок. При этом надо иметь в виду, что изменение размера колеса может вызвать потребность изменения общего передаточного отношения силовой передачи мотоцикла.

ВЛИЯНИЕ ПОДБОРА ПЕРЕДАТОЧНЫХ ОТНОШЕНИЙ В КОРОБКЕ ПЕРЕДАЧ

Быстрота разгона мотоцикла зависит от чисел подобранных ступеней коробки передач. На современных спортивных мотоциклах применяются коробки передач с четырьмя, пятью и шестью ступенями. Гоночные двигатели с малым рабочим объемом имеют до двенадцати ступеней. Увеличение числа ступеней способствует более эффективному использованию мощности двигателя. В виде исключения в группе спортивных мотоциклов двухступенчатая коробка передач применяется на мотоциклах, предназначенных для гонок по ледяной дорожке. В этом случае ограничение числа ступеней объясняется условием гонок и характеристикой мощного одноцилиндрового двигателя. Для многоступенчатых коробок передач характерной особенностью является применение более сближенных передаточных чисел между ступенями. Например, на мотоцикле С-254, предназначенном для шоссейно-кольцевых гонок, установлена пятиступенчатая коробка передач с передаточными числами 2,18, 1,58, 1,255, 1,08, и 1,0

На кроссовых мотоциклах, имеющих рабочий объем 250 см³, устанавливаются четырехступенчатые коробки передач с передаточными числами 2,52, 1,66, 1,255 и 1,0.

СВЯЗЬ МЕЖДУ СКОРОСТЬЮ МОТОЦИКЛА И ЧИСЛОМ ОБОРОТОВ ДВИГАТЕЛЯ

Эффективность использования мощности двигателя на заданной скорости движения зависит от правильного подбора величины передаточного отношения. Связь числа оборотов коленчатого вала двигателя с заданной скоростью движения мотоцикла выражается формулой

$$V = \frac{2\pi R'_k n \cdot 3,6}{60 \cdot i_{\text{общ}}} \text{ км/час},$$

где R'_k — радиус колеса с учетом деформации шины, м;

n — число оборотов коленчатого вала, мин;

$i_{\text{общ}}$ — общее передаточное отношение силовой передачи;

V — скорость, км/час.

Принимая длину шины $2\pi R'_k = l$, формулу скорости можно представить в виде:

$$V = \frac{60 l \cdot n}{1000 i_{\text{общ}}} \text{ км/час}.$$

Отсюда:

$$i_{\text{общ}} = \frac{60 \cdot l \cdot n}{V \cdot 1000} \text{ и } n = \frac{1000 \cdot V \cdot i_{\text{общ}}}{60 \cdot l} \text{ об/мин}.$$

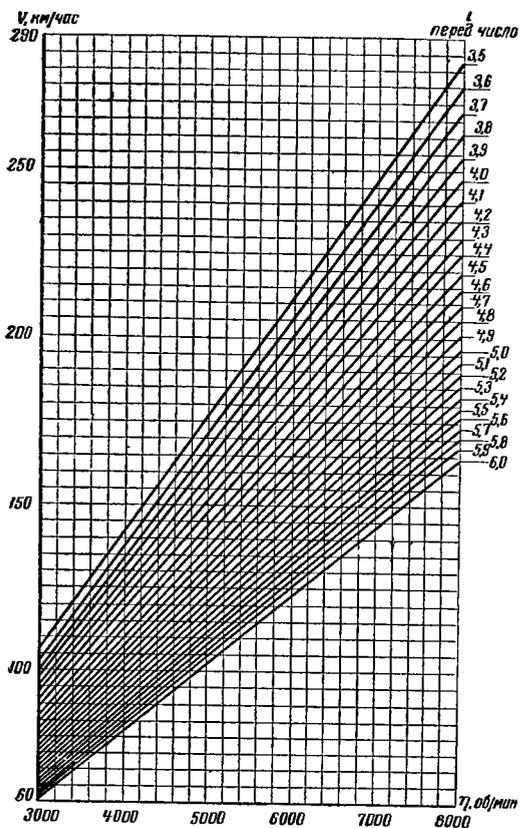


Рис. 40. Соотношение оборотов двигателя и скорости мотоцикла (для колеса $19 \times 3,5$ мм) при различных передаточных числах.

$$N_k = 30,09 = 27 \text{ л. с.}$$

По графику (см. рис. 40) для мотоцикла-одиночки (спортивная посадка без обтекателя) находим, что для получения скорости $V = 150$ км/час достаточно $N_e = 27$ л. с.

По графику (см. рис. 16) отмечаем пересечение линии скорости, соответствующей 150 км/час с линией оборотов двигателя $n = 6000$ об/мин, и получаем число передаточного отношения $L_{\text{общ}} = 4,9$.

Общее передаточное отношение для кроссовых гонок подбирается с таким расчетом, чтобы максимальная скорость на ровном горизонтальном участке дороги была в пределах 100—110 км/час.

Зная максимальные обороты коленчатого вала двигателя n и подставляя разные значения общего передаточного значения $L_{\text{общ}}$, можно построить график зависимости скорости, числа оборотов и передаточных отношений. На рисунке 40 показан такой график для колеса размером $3,5 \times 19$. Этим графиком можно пользоваться для предварительных расчетов. Окончательный подбор передаточных отношений совершается с проверкой в дорожных условиях, близких к условиям соревнований.

Пользуясь графиками (см. рис. 39 и 40), можно решить задачу с противоположными условиями, т. е. наметив скорость и имея характеристику двигателя, легко подобрать передаточное отношение. Пример: задана скорость $V = 150$ км/час; $N_e = 30$ л. с.; $n = 6000$ об/мин; $\eta_k = 0,9$. Определяем мощность, подводимую к заднему колесу,

Пример подсчета эффективной мощности двигателя по максимальной скорости мотоцикла

Дано:

Вес заправленного мотоцикла 120 кг.

Вес водителя 80 кг.

Время прохождения 1 км с ходу 30 сек.

Лобовая площадь при полусогнутой посадке водителя $F = 0,5$ м².

Коэффициент сопротивления качению (асфальт) $f = 0,018$

Коэффициент сопротивления воздуха $K = 0,6$.

Механический коэффициент потерь на трение в передаче $\eta_{\text{тр}} = 0,95$.

1. Подсчитываем скорость: $V = \frac{3600}{30} = 120$ км/час.

2. Затраченная мощность на сопротивление качению будет:

$$N_f = \frac{(G_m + G_b) f \cdot V}{270} = \frac{200 \cdot 0,018 \cdot 120}{270} = 1,6 \text{ л. с.}$$

3. Мощность сопротивления воздуха:

$$N_w = \frac{F \cdot k \cdot V^3}{3500} = \frac{0,5 \cdot 0,6 \cdot 120^3}{3500} = 14,95 \text{ л. с.}$$

4. Мощность, подводенная к колесу, будет равна:

$$N_k = N_f + N_w = 1,6 + 14,95 = 16,55 \text{ л. с.}$$

5. Эффективная мощность двигателя:

$$N_e = \frac{N_k}{\eta_{\text{тр}}} = \frac{16,55}{0,95} = 17,4 \text{ л. с.}$$

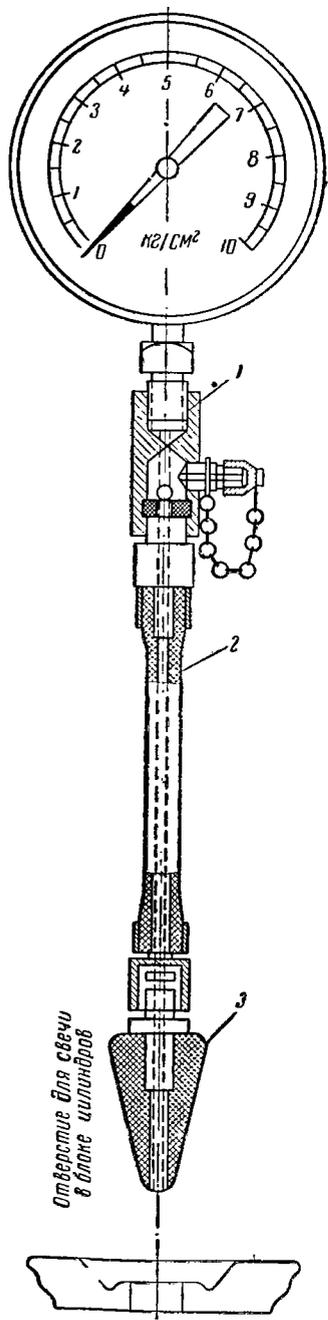
ГЛАВА V.

РЕМОНТ И ПОДГОТОВКА ДВИГАТЕЛЯ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Необходимость ремонта двигателя определяется по внешним признакам наружным осмотром, пуском двигателя и опробованием мотоцикла на ходу.

Двигатель ремонтируют при следующих явных неисправностях: ослабление компрессии, заедание поршня в цилиндре, появление стука в двигателе при работе, износ подшипников, отсутствие компрессии в картере двухтактного двигателя, повышенный расход и выброс масла из картера четырехтактного двигателя при явной потере мощности и тяговитости.



Перед началом разборки необходимо тщательно промыть весь блок двигателя. Затем нужно разобрать и промыть детали в керосине или бензине. После чего детали разложить на чистом верстаке либо на специально подготовленном стеллаже.

Степень изношенности деталей двигателя окончательно устанавливают после разборки, промывки и контрольного измерения. Все контрольные замеры рекомендуется производить при температуре 20° С.

Потеря мощности двигателя чаще всего связана с потерей компрессии в цилиндре или картере двухтактного двигателя. Компрессию проверяют путем прокручивания коленчатого вала с вывернутой и ввернутой запальной свечой зажигания. В первом случае сопротивление прокручиванию должно быть незначительным, а во втором случае оно резко возрастает. Если такого возрастания нет, то это свидетельствует о потере компрессии в цилиндре.

Для проверки состояния компрессии в цилиндре служит компрессометр, который состоит из манометра (рис. 41), укрепленного в штуцере, шланга и резинового наконечника. Наконечник вставляют в резьбовое отверстие вместо свечи, после чего коленчатый вал двигателя проворачивают пусковым механизмом при полностью открытом дросселе до получения наибольшего отклонения стрелки компрессометра. Результат замера сравнивают по величине замеренной компрессии исправного двигателя, имеющего одинаковый объем цилиндра и степень сжатия.

Потеря компрессии может произойти по следующим причинам: пригорание, износ или ослабление поршневых

Рис. 41. Прибор для измерения давления в цилиндре (компрессометр): 1—штуцер; 2—шланг; 3—резиновый наконечник.

колец; задир зеркала цилиндра; уменьшение или отсутствие зазора между клапаном и толкателем; утечка газа между цилиндром и его головкой; утечка газа в резьбовом соединении свечи в головке; прогорание рабочих поверхностей головки клапана или его гнезда; поломка или ослабление клапанных пружин.

Потеря компрессии в картере двухтактного двигателя при исправном поршне и цилиндре может быть из-за неисправности сальников и прокладок, уплотняющих картер.

Перед разборкой двигателя рекомендуется измерить объем камеры сгорания и подсчитать величину степени сжатия, момент зажигания и фазы газораспределения. Чтобы правильно снять фазы газораспределения четырехтактного двигателя, необходимо сначала отрегулировать зазоры в клапанах по заводским данным. Для снятия фаз газораспределения изготавливают металлический диск с делением от 0 до 360° (рис. 42).

Градированный диск укрепляют на валу двигателя. Перед замером поршень устанавливают в положение в. м. т. Положение диска фиксируют стрелкой на 0°. Затем, вращая вал по ходу, отмечают моменты начала открытия и конца закрытия клапанов у четырехтактного двигателя, а у двухтактного — начало открытия и конец закрытия кромок окон всасывания, продувки и выпуска.

Объем камеры сгорания измеряют путем заливки в головку цилиндра жидкого масла из мерной мензурки. Для этой цели поршень ставят в в. м. т. такта сжатия и устанавливают двигатель с таким расчетом, чтобы свечное отверстие было в верхнем положении.

Объем масла, залитого в головку, и будет объемом камеры сгорания. Пользуясь формулой

$$E = \frac{V_h + V_e}{V_e},$$

подсчитывают степень сжатия, где E — степень сжатия;

V_h — рабочий объем цилиндра;

V_e — объем залитого масла (объем камеры сгорания).

Результаты замеров записывают, а затем, если есть в этом необходимость, сравнивают по более мощному двигателю.

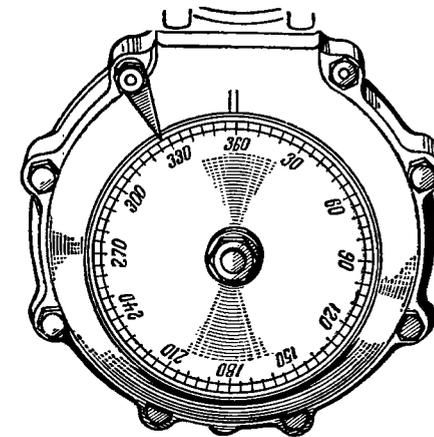


Рис. 42. Градуированный диск для снятия фаз распределения.

Для механика и спортсмена такая последовательная запись данных значительно облегчит доводку и форсировку двигателей для спортивных целей.

Во время снятия фаз газораспределения необходимо измерить высоту подъема клапана и пружины, а при полном открытии клапана проверить наличие зазора между витками каждой пружины. После разборки и снятия клапанов измеряют высоты пружины в свободном состоянии.

Бывают случаи, когда из-за усталости или неправильности закладки пружины садятся, вследствие чего начальная их высота в свободном состоянии уменьшается. В этом случае сила пружины резко уменьшается.

В современных четырехтактных двигателях впускные и выпускные клапаны изготавливаются из разных материалов. Как правило, клапан выпуска изготавливают из более жароупорной стали. В тех случаях, когда головки клапанов одинакового диаметра, необходимо сделать отметки, где какой клапан стоял.

МОНТАЖ ГОЛОВКИ ЦИЛИНДРА ДВУХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

В головке цилиндра происходит процесс сгорания рабочей смеси, эффективность которого зависит от формы камеры сгорания, чистоты внутренней поверхности ее и от тепловых потерь на охлаждение. На мотоциклетных двигателях применяют две формы камеры сгорания: полусферическую и вихревую. Полусферическая головка имеет наименьшие тепловые потери и значительно проста в изготовлении.

Как известно, одним из эффективных способов увеличения мощности двигателя является повышение степени сжатия. Поэтому все спортивные мотоциклы имеют двигатели с высокой степенью сжатия порядка от 8 до 10. При применении специальных топлив степень сжатия повышают до 14 и выше (геометрических).

Форсировка двигателя по степени сжатия зависит от условий соревнований. Например, для многодневных соревнований степень сжатия должна быть меньше, чем для кросса или шоссейно-кольцевых гонок. Выбор величин степени сжатия может ограничиваться условиями соревнования и антидетонационной стойкостью топлива. Следует иметь еще в виду следующие факторы, влияющие на окончательный подбор степени сжатия: чем меньше диаметр цилиндра, чем больше число оборотов двигателя, тем выше можно установить степень сжатия при том же качестве топлива.

Степень сжатия в случае необходимости может быть увеличена при помощи повышения днища поршня, уменьшения высоты цилиндра и путем торцевой подрезки головки.

Величину подрезки торца головки предварительно подсчитывают по формуле:

$$V_c^1 = \frac{V_h}{E^1 - 1} \text{ см}^3,$$

где V_c^1 — новый объем камеры сгорания, соответствующий более высокой степени сжатия;

V_h — рабочий объем цилиндра.

Пример. Двигатель с рабочим объемом $V_h = 174 \text{ см}^3$; $V_e = 30,4 \text{ см}^3$; диаметр цилиндра 62 мм; степень сжатия $E = 6,7$.

Для увеличения E^1 до 10 получим

$$V_c^1 = \frac{174}{10 - 1} = 19,3 \text{ см}^3.$$

Следовательно, чтобы получить степень сжатия $E^1 = 10$, камеру сгорания необходимо уменьшить на разность объемов, т. е.

$$V_c - V_c^1 = 33,4 - 19,3 = 11,1 \text{ см}^3.$$

Отсюда находим высоту подрезки головки

$$N = \frac{11,1}{0,785 \cdot D^2} = \frac{11,1}{0,785 \cdot 0,62^2} = 0,368 \text{ см}^3.$$

После проточки головку притирают по торцу цилиндра с помощью мелкого наждачного порошка и пасты ГОИ. Уплотнение между цилиндром и головкой можно делать путем постановки кольцевой прокладки из отожженной красной меди толщиной от 0,1 до 0,5 мм. Прокладку из армированного медно-асбестового полотна при высокой степени сжатия ставить для уплотнения головки с цилиндром нельзя. Перед постановкой головки внутреннюю поверхность ее тщательно полируют с целью уменьшения отложения нагара, улучшения завихрения смеси, уменьшения сопротивления прохождению рабочей смеси во время продувки и количества остаточных газов в камере сгорания.

На тепловой режим форсированного двигателя влияет создание нормальных условий для охлаждения головки двигателя. Необходимо охлаждающие ребра тщательно очистить от грязи и нагара. Улучшению охлаждения двигателя способствует применение головки с увеличенной поверхностью оребрения. Во избежание ошибок при изготовлении новой головки необходимо выполнить два условия. Первое — чтобы щель между ребрами (шаг ребра) была не слишком узкой, так как узкая щель между ребрами ухудшает обтекание воздухом их и уменьшает поступление воздуха к основанию ребра. Второе — чтобы ребра были сделаны обтекаемой формы, с хорошим закруглением верхней кромки. Выполнение этих условий особенно важно при подготовке мотоцикла к кроссу, где средняя скорость движения, а следовательно, и скорость обдува цилиндра сравнительно мала, в пределах 50 км/час.

Площадь охлаждения головки считается нормальной, если при полной нагрузке двигателя температура головки под свечой не будет превышать 200—220°C.

Для создания нормальных условий обтекания воздухом охлаждающих ребер рекомендуется принимать расстояние между ребрами (шаг ребра) от 8 до 12 мм, а высота ребра не должна превышать в 6—7 раз расстояние между ребрами.

Толщина ребра у основания принимается от 3,5 до 4,5 мм, а у верхней кромки от 1,6 до 2 мм с плавным переходом по всей высоте ребра. Наиболее рационально помещать свечу зажигания в новой головке в центре сферы. Постановка двух свечей на цилиндрах малого диаметра (до 70 мм) не улучшает качества сгорания, вторая свеча при этом может быть только резервной, если откажет первая свеча. Однако постановка второй свечи ухудшает форму головки и качество сгорания.

МОНТАЖ ГОЛОВКИ ЦИЛИНДРА ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Головка четырехтактного двигателя является более сложной по конструкции. Процесс всасывания и выпуск в ней производятся при помощи распределительного механизма, расположенного непосредственно в головке или в блоке картера. Качество современного четырехтактного двигателя определяется при прочих равных данных совершенством системы распределительного механизма. Поэтому ремонт и монтаж головки производится наиболее тщательным образом.

Перед притиркой клапанов внутреннюю поверхность головки, впускной и выпускной каналы тщательно очищают от нагара и полируют.

В обоих каналах делают плавные переходы для прохода газа. Диаметр горловины впускного канала у места крепления карбюратора желательно сделать максимально допускаемый по диффузору карбюратора для данного объема цилиндра. О существующих международных нормах подбора максимальной величины диаметра горловины впускного канала более подробно сказано в главе VIII.

Диаметр и форма выпускного канала по размерам не ограничиваются.

Нормальная работа клапанов может быть обеспечена только в том случае, если нет пропуска газа. При пропуске газа в клапанах по той или иной причине двигатель теряет мощность, а клапан быстро перегревается, сгорает или обрывается. Перегретый клапан может вызвать преждевременную вспышку или детонацию. Особенно опасна для двигателя преждевременная вспышка.

Признаками неисправности клапанной системы могут быть: подгорание клапана, изгибы штока клапана; наличие большого количества нагара, попавшего под головку клапана; чрезмер-

ный износ плоскости, прилегания клапана и седла; отставание клапана на больших оборотах двигателя вследствие ослабления пружины; износ направляющих клапанов.

Пригодность клапана для дальнейшей работы определяют по его состоянию. Для этого прежде всего необходимо очистить головку и клапан от нагара, просмотреть клапанные седла и т. д.

Изгиб штока или деформацию головки клапана проверяют просмотром на свет, причем клапан ставится на рабочее место без пружины. Затем, установив головку камеры сгорания к свету, вращают клапан. Если имеется биение, то между гнездом и тарелкой клапана появится просвет — это значит, что головка клапана или шток погнут и его надо исправлять или заменить новым. Кроме того, необходимо выяснить причину искривления клапана. Деформация головки чаще получается у выпускного клапана вследствие сильного перегрева при работе двигателя на бедной смеси или из-за позднего зажигания.

Искривление головки или штока может быть и по причине ослабления пружины. Признаком этого дефекта могут служить следы касания клапана о днище поршня (отставание клапана), которые остаются также при чрезмерном износе направляющих втулок. Устранить этот дефект можно путем постановки новых, более сильных клапанных пружин, заменой направляющей втулки, посредством облегчения веса возвратно-движущихся деталей клапанного механизма, клапана, штанги, коромысла, чеки и т. д.

Облегчить вес возвратно-движущихся деталей клапанного механизма нужно без снижения прочности и надежности деталей. А это можно достигнуть путем замены деталей на более легкие и прочные.

Перед сборкой клапаны притирают наждачной пастой (мелкий наждак с жидким маслом), затем полируют с пастой ГОИ. При хорошей притирке гладкая матовая поверхность прилегания клапана должна иметь ширину от 1,5 до 2,5 мм.

На рисунке 43 показаны характерные случаи износа клапанов, от которых зависит выбор способа устранения неисправности системы клапанного механизма. Так, например, гнездо фаски клапана исправляют специально изготовленной шарошкой. Головка выпускных клапанов, как правило, имеет фаску с углом 45°, а у впускных клапанов угол фаски может быть 45 и 30°. Для впускного клапана при применении угла фаски 30° (при той же величине подъема клапана) пропускная способность газа повышается на несколько процентов.

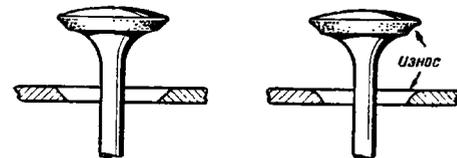


Рис. 43. Износ рабочей кромки клапана и гнезда.

ЗАЗОРЫ В КЛАПАНАХ

При увеличенном зазоре между штоком и направляющей втулкой клапан вибрирует, плохо садится на свое гнездо. При этом снижается теплоотвод от штока клапана, что может послужить начальной причиной перегрева клапана.

Если зазор между штоком и направляющей втулкой впускного клапана чрезвычайно большой, это ведет к излишнему подсосу масла из верхней части головки.

Попадая в камеру сгорания, масло часто выводит из строя свечу зажигания.

Зазор между штоком клапана и направляющей втулкой для впускного и выпускного клапанов устанавливается разный. Для впускного клапана — в пределах от 0,09 до 0,10 мм, а для выпускного, шток которого нагревается больше, зазор должен быть в пределах от 0,12 до 0,15 мм, наибольший — 0,2 мм.

Выпрессовка и запрессовка новой направляющей втулки производится при помощи простейшего приспособления, состоящего из опорной трубки и болта с удлиненной резьбой.

После запрессовки втулки обычно получается усадка металла, поэтому следует отверстие втулки довести до нужного размера разверткой, подобранной по диаметру штока клапана. При этой операции может возникнуть желание срезать выходящий в канал конец направляющей втулки впускного клапана. Но этого делать не рекомендуется. Специальным испытанием установлено, что при длинной направляющей клапана цилиндр наполняется лучше, чем при короткой. Это объясняется уменьшением потерь при всасывании, так как колебание штока клапана в этом месте вызывает излишнее сопротивление потоку топливной смеси. С целью уменьшения потерь при всасывании гораздо целесообразнее придать направляющей втулке в этом месте более обтекаемую форму, чем обрезать ее.

МОНТАЖ ДЕТАЛЕЙ МЕХАНИЗМА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Перед сборкой каждого клапана необходимо проверить посадку замка клапанной тарелки. Конусный замок проверяют как по выточке на клапане, так и по конусу шайбы. Постановку замка можно считать правильной при хорошем прилегании по диаметру клапана и по конусу клапанной тарелки, как это показано на рисунке 44.

В процессе работы двигателя может образоваться неравномерный износ торца штока клапана от удара коромысла, поэтому перед постановкой клапана необходимо торец штока выровнять и отполировать.

Удостоверившись в правильной подготовке клапанов, можно приступить к сборке. Сначала следует еще раз тщательно промыть в чистом бензине головку, клапаны и другие детали, слегка смазать штоки клапанов и поставить пружины. Затем проверить состояние подшипников коромысла. Если есть большой люфт, то необходимо заменить подшипники, палец или втулки, в зависимости от износа деталей конструкции. Следует непременно устранить люфт в коромыслах, ибо это сильно нарушает точность регулировки зазоров и вообще работу клапанов.

Далее нужно проверить каналы подвода смазки (если они имеются) и соприкосание между ударником коромысла и штоком клапана. Дело в том, что во время подъема клапана конец плеча коромысла, соприкасающийся с клапаном, описывает дугу относительно оси подшипника коромысла; в то же время шток клапана должен перемещаться по прямой, т. е. по своей направляющей. Вследствие этого получается относительное перемещение ударника коромысла по торцу штока клапана, что становится причиной одностороннего износа направляющей втулки и клапана. Этот износ повышается в случае большого смещения ударника относительно центра штока клапана. Поэтому ударник клапана необходимо установить с таким расчетом, чтобы смещения были равны по обе стороны оси штока клапана.

Это условие часто нарушается при замене клапана или из-за неточного изготовления деталей головки. В таких случаях необходимо укоротить длину клапана или увеличить ее. Следует иметь в виду, что точка соприкосания ударника с клапаном может изменить отношение плеч коромысла, а это может отразиться и на подъеме клапана. Наибольший подъем клапана получается тогда, когда точка соприкосания находится в центре штока клапана при 50-процентном его подъеме. На рис. 45 показана схема монтажа этого узла.

Удостоверившись в правильном монтаже, следует отрегулировать тепловой зазор между клапаном и штоком на холодном двигателе и затем проверить зазор после прогрева клапана. Величина

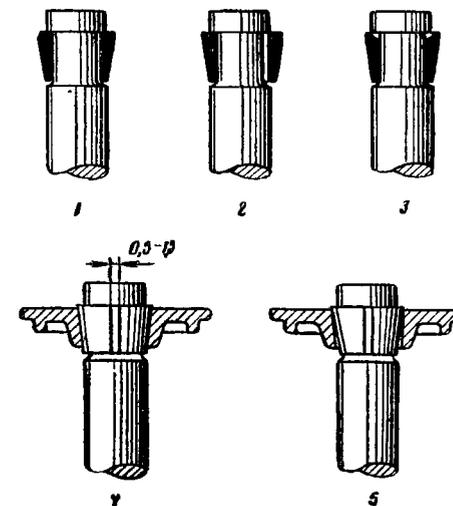


Рис. 44. Монтаж замка и упорной шайбы клапанной пружины: 1—правильная постановка конусного замка; 2, 3—неправильная постановка конусного замка; 4—правильная постановка клапанной тарелки; 5—неправильная постановка клапанной тарелки.

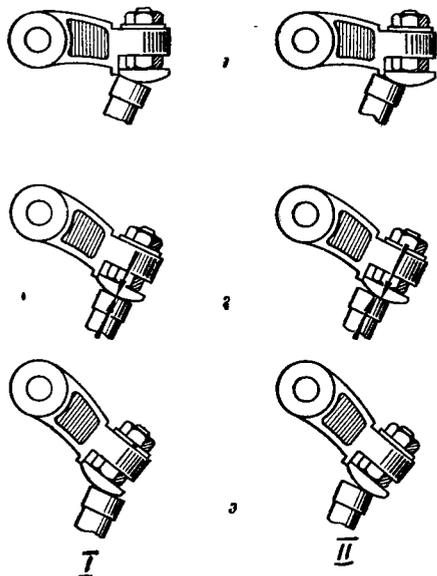


Рис. 45. Монтаж и регулировка коромысла: I—правильный монтаж; II—неправильный монтаж; 1—начало открытия клапана, 2—клапан открыт на 50%; 3—клапан открыт полностью.

мически обработанный колпачок, конструкция которого показана на рис. 46.

На гоночных двигателях, где подъем клапана может быть осуществлен непосредственно кулачком распределительного вала, тепловой зазор обеспечивается путем подкладки специальных пластинок между штоком клапана и верхней плоской тарелкой.

Таблица 14

Средние величины зазоров клапанов у холодного двигателя

Двигатель	В холодном состоянии, мм	
	всасывающий	выпускной
М-72	0,1	0,1
М-62	0,05	0,1

ния на больших оборотах и обеспечить бесперебойную работу клапанного механизма.

Форсирование двигателей по числу оборотов в настоящее время ограничивается конструкцией и напряжениями в клапанном механизме. Более целесообразны в этом отношении, как известно,

зазора зависит от конструкции двигателя; средние величины зазоров у холодного двигателя приведены в табл. 14.

Практически для верхнеклапанных двигателей со штанговым распределением регулировку зазора в холодном состоянии рекомендуется производить следующим образом: вращая двигатель стартером, ставить один клапан в положение полного открытия; шток другого клапана в этот момент должен легко вращаться пальцами и не иметь зазора. Затем таким же образом регулируют и другой клапан.

Чтобы обеспечить постоянный тепловой зазор, верхнюю часть штока клапана закаливают. Если же сталь не принимает закалку, то необходимо поставить тер-

верхнеклапанные двигатели. Следовательно, возможность форсирования таких двигателей предусмотрена заводскими конструкторами, а механику необходимо только высококачественно произвести монтаж.

Двигатель же со штанговым распределением можно форсировать по числу оборотов, если облегчить возвратно-движущиеся детали и усилить клапанные пружины. Следует помнить, что увеличение диаметра клапана на 1,5—3,0 мм и затем расточка гнезда могут в отдельных случаях повысить или сохранить коэффициент наполнения при повышенных оборотах. Этого же можно достичь, увеличив подъем клапана, изменив для этого плечи коромысла, или другим способом. Форсирование двигателя достигается и рядом других факторов. Все же испытывать два-три таких варианта, если имеется испытательный стенд, весьма целесообразно.

Вообще для спортивных целей нужно ставить клапаны наибольшего размера, допускаемого головкой цилиндра. По этим соображениям у спортивных двигателей всасывающий клапан часто бывает больше, чем выпускной.

Следует также облегчить вес штанги, не понижая ее жесткости, применяя для этого стальную тонкостенную трубку и затем термически обрабатывая ее. Можно применить и штангу из дюралюминия, отличающуюся малым весом и большой прочностью.

Усилить пружины можно, подкладывая под них 2—3-миллиметровые шайбы или изготовив новые более сильные пружины. Замена спиральных пружин шпильчатыми также повышает оборотность двигателя, так как при этом можно уменьшить длину штока и, следовательно, снизить вес клапана. Кроме того, в данном случае почти устраняется влияние веса самой пружины. Вообще надо стремиться как можно больше облегчить вес всех возвратно-движущихся деталей клапанного механизма.

Собранную головку двигателя необходимо проверить на герметичность путем заливки керосина в горловины выпускного и впускного каналов. Постановку новой головки, особенно отлитой в земляной форме, после окончательной обработки и сборки клапанов необходимо проверить на герметичность под давлением. Для этой цели делается специальная заглушка по торцу с вентилем от камеры. Для уплотнения заглушки ставится резиновая прокладка.

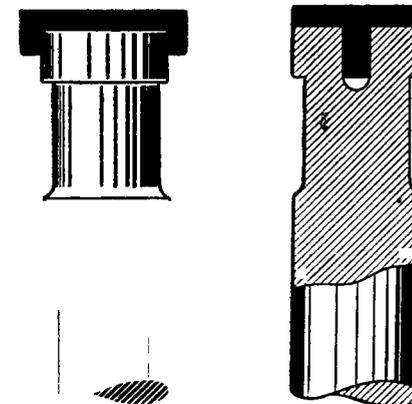


Рис. 46. Схема способа постановки закаленных колпачков на клапане.

Цилиндр форсированного двигателя работает более напряженно, нежели стандартного дорожного двигателя, так как в первом температура и давление вспышки во время работы сравнительно выше, что влияет на износ цилиндра. Опытном установлено, что давление поршневого кольца на стенку цилиндра под влиянием газа в момент взрыва рабочей смеси значительно выше, чем давление от упругости самого кольца. Кроме того, при высокой температуре во время взрыва в верхней части цилиндра сгорает масло, и в результате здесь получается сухое трение. Этим объясняется характерный повышенный износ цилиндра около в. м. т., показанный на рис. 47.

Как показывает опыт, чем больше среднее эффективное давление на поршень, тем скорее изнашиваются детали поршневой группы. В этом причина более быстрого износа большинства форсированных двигателей.

Один из доступных способов подготовки нового цилиндра — холодная обкатка. Хорошие результаты обкатки получаются при добавлении в масло коллоидального графита от 0,5 до 1%. Холодную обкатку следует производить до зеркального покрытия рабочей части цилиндра. Время обкатки зависит от качества предварительной отделки рабочей поверхности цилиндра.

Сильно изношенный цилиндр в верхней его части можно восстановить путем гильзования (рис. 48). Для этой цели растачивают верхнюю часть цилиндра на величину не менее 4 мм по диаметру и на высоту износа. Изготавливают гильзу из специального чугуна. Внешний диаметр гильзы делают с припуском $+0,025-0,035$ мм для натяга при запрессовке. Внутренний диаметр гильзы делают меньше номинального диаметра цилиндра на 0,04—0,06 мм. После запрессовки гильзу шлифуют и хонингуют на специальных станках. При отсутствии станочного оборудования для доводки восстановленного цилиндра можно воспользоваться простейшим притиром, сделанным из старого поршня.

Для этой цели подбирают поршень с хорошо сохранившейся цилиндрической частью. Поршень разрезают на две половинки. Для прижима обеих половинок на бобышки поршня ставят две спиральные пружины. На поршневой палец надевают старый шатун или деревянную скалку. Притирку производят ручным способом, путем движения притира вверх и вниз с одновременным вращением его влево и вправо. Для этой цели используют пасту из мелкого наждака с жидким маслом, а при окончательной отделке применяют пасту ГОИ.

Незначительный износ цилиндра по всей рабочей высоте в пределах 0,12—0,15 мм исправляют более совершенным притиром, показанным на рис. 49. Такой притир изготавливают на токарном станке. Материалом для конусного стержня притира и других сопря-

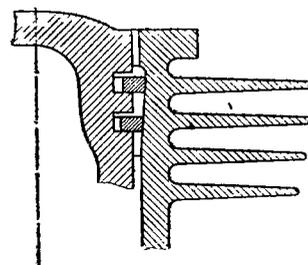


Рис. 47. Износ цилиндра в верхней части.

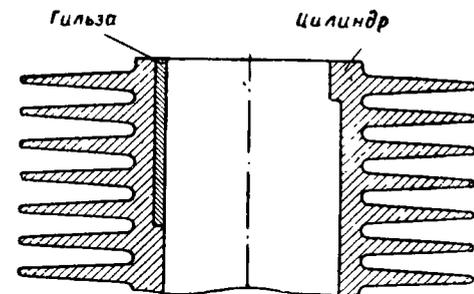


Рис. 48. Гильзование изношенной части цилиндра.

женных деталей является сталь, а для втулки притира — чугун. Втулка делается с одним продольным разрезом или с тремя-четырьмя несквозными разрезами. Притирание цилиндра при помощи этого приспособления производят на токарном станке, на малых оборотах шпинделя. Цилиндр при этом держат руками. Во время притирки цилиндр перемещается в пределах длины втулки притира.

Сильно изношенный цилиндр восстанавливают шлифованием или расточкой на специальных станках, с последующим хонингованием. Для хонингования применяют мелкие абразивные бруски с зернистостью 250—500. Число оборотов шпинделя хонинга устанавливают в пределах 200—250 об/мин при 40—80 продольных движениях в минуту. Предельный износ цилиндра для большинства двигателей считается 0,2 мм.

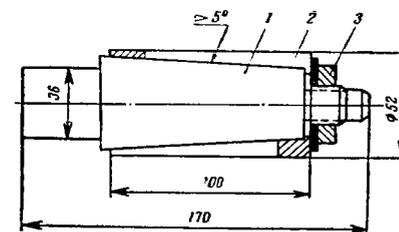


Рис. 49. Притир для диаметра цилиндра 52 мм: 1—корпус притира; 2—размерная конусная втулка; 3—гайка.

После окончательной отделки цилиндр тщательно промывают. Все каналы и отверстия для подвода масла после промывки продувают сжатым воздухом или ручным насосом. Перед постановкой цилиндра на картер изготавливают бумажную прокладку, у которой отверстия для подвода масла должны строго совпадать с отверстиями цилиндра.

РЕМОНТ И ПОДГОТОВКА ЦИЛИНДРА ДВУХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Работу с цилиндром двухтактного двигателя производят после обкатки двигателя по заводским данным, затем снимают головку

цилиндра, выпускную трубу, карбюратор и, если позволяет конструкция цилиндра, всасывающий патрубок, и заглушки продувочных окон. Вращая коленчатый вал, осматривают и проверяют правильность выполнения геометрии выпускного, продувочных и впускного окон, тщательно проверяют совпадение их контуров с кромками поршня в верхней и в нижней мертвых точках.

Необходимость такой проверки обуславливается тем, что при изготовлении цилиндра бывают отклонения от чертежа в размерах окон. С этим можно мириться в условиях обычной эксплуатации мотоцикла, но при использовании его для спортивных целей такие отклонения недопустимы, так как изменение в расположении окон даже на 1 мм по сравнению с заводским эталоном заметно ухудшает продувку и наполнение цилиндра.

Для уточнения размеров окон цилиндра двигателя полезно сделать развертку. С этой целью рабочую поверхность цилиндра смазывают тонким слоем масла, вставляют лист бумаги и делают осторожно оттиск всех окон. Наиболее удачное расположение окон в цилиндре современного двухтактного двигателя показано на рис. 20.

Доводка окон цилиндра двухтактного двигателя — трудоемкая работа, связанная с применением бормашины, набора разных шапошек и напильников.

Вначале исправляют размеры каждого окна, а затем приступают к окончательной отделке, шлифовке и полировке.

Главное внимание надо обратить на то, чтобы верхние и нижние кромки выпускных окон были соответственно равны по высоте. Такое же расположение кромок должно быть и у продувочных окон.

Правильность постановки цилиндра на картере определяют совпадением нижних кромок выпускных и продувочных окон с верхней кромкой поршня при его положении в н. м. т.

В случае больших отклонений в литье можно изменить положение цилиндра по отношению к поршню при помощи прокладок между цилиндром и картером.

Незначительные исправления допускаются и за счет подпиливания верхней кромки днища поршня. Снимают металл с поршня с таким расчетом, чтобы продувочные или выпускные окна не перекрывались поршнем в положении н. м. т.

Существенное значение в расположении окон имеет так называемый «перепад» между верхними кромками продувочных и выпускных окон. Для ижевских мотоциклов он должен быть в пределах 7—7,5 мм; для двигателей К-58, М1М—6 мм и для К-175 от 6,0 до 6,5 мм.

Обработка продувочных каналов является одной из трудоемких работ. Прежде всего их очищают от грата литья, устраняют местные сужения и зачищают всю внутреннюю поверхность. В труднодоступных местах поверхность обрабатывают специально изготовленным напильником (лопаточкой) с разными радиусами

закругления или посредством бормашины — шарошками разной конфигурации. Во избежание повреждения цилиндра рекомендуется снимать металл осторожно и понемногу.

Продувочные каналы должны иметь строго одинаковые геометрические размеры и чистую внутреннюю поверхность.

Следует иметь в виду, что главным при доводке каналов является обеспечение выхода струи продувочной смеси строго по касательной к внутренней поверхности цилиндра, направленной в обратную сторону от выпускного окна под углом, предусмотренным конструкцией цилиндра. У большинства двигателей этот угол равен 115—120°. Кроме того, струя должна иметь направление по касательной выпуклой поверхности поршня.

На рис. 50 показана схема расположения продувочных и выпускных каналов. Для сохранения схемы продувки и хорошего наполнения цилиндра нельзя снимать металл с внутренней стенки канала у цифры 1. Чтобы направить струю по касательной к поверхности цилиндра, надо несколько спилить металл в сторону цифры 2.

Правильность направления струи проверяют на двигателе после работы его под нагрузкой. После этого снимают головку цилиндра для осмотра. На предварительно отполированной поверхности поршня можно увидеть ясные следы продувки смесью, по которым определяют направление струи продувки. Если же двигатель не развивает полной мощности, а следы продувки подтверждают искажение направленности струи, то цилиндр нужно заменить.

На мощность двигателя влияет размер впускного окна. Особенно это сказывается при форсировании двигателя по числу оборотов. С увеличением числа оборотов коленчатого вала двигателя время открытия и закрытия впускного окна, естественно, уменьшается (уменьшается время-сечение). Вследствие этого снижается наполнение, а значит, понижаются мощность и крутящий момент двигателя. В связи с этим необходимо впускное окно делать как можно шире. Практикой доводки двигателей установлено, что площадь сечения (в свету) впускного окна должна быть в два—два с половиной раза больше площади поперечного сечения диффузора карбюратора.

Для расширения фазы выпуска увеличивают незначительно высоту окна. Более эффективным способом увеличения фазы выпуска является расширение впускного окна, однако если оно чрезмерное, то создается опасность выпучивания поршневых колец, отчего происходит их поломка и разрушение рабочей поверхности цилиндра.

У ижевских двигателей допускается предельное увеличение ширины впускного окна не более 4 мм (по 2 мм на сторону). Фазы газораспределения спортивных и гоночных двухтактных двигателей даны в таблице 7.

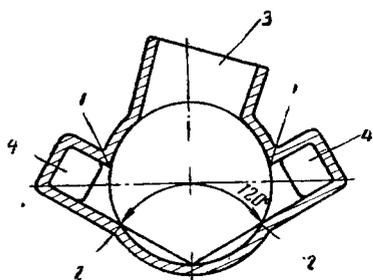


Рис. 50. Схема расположения впускного и продувочных окон двухтактного двигателя; 1, 2—углы продувочных окон;

совпало бы с моментом открытия окна или клапана. При совпадении этих моментов коэффициент наполнения резко возрастает, а мощность двигателя повышается.

Для двухтактных двигателей длина патрубка замеряется от зеркала цилиндра до центра диффузора карбюратора. Например, для ижевских двигателей рекомендуется длина патрубка не менее 80 мм.

В любом случае патрубков должен иметь плавный переход от круглого сечения к прямоугольному. Контуры фланца впускного патрубка должны строго совпадать с контурами впускного окна цилиндра. Внутренняя поверхность патрубка, как и все окна, шлифуется и полируется до блеска.

ПОДГОТОВКА ПОРШНЯ И КОЛЕЦ

Мощность двигателя во многом зависит от правильности подбора зазоров между поршнем и цилиндром и от качества приработки деталей поршневой группы. После обкатки рабочая поверхность поршня (направляющая часть) должна быть матово-серого цвета без следов наклепа, получающегося из-за расширения металла, то эти места слегка зачищают шкуркой или бархатным напильником. Зачищать поршень наждачной шкуркой нельзя, так как алюминиевый сплав легко вбирает зерна наждака, после чего резко повышается износ поршня и цилиндра.

В случае обнаружения следов задира или признака работы поршня с перекосом, необходимо выяснить причину этих дефектов и устранить их.

Здесь уместно напомнить, что на повышение наполнения влияет длина впускного патрубка. Это объясняется тем, что во время работы двигателя в трубке возникает колебательное волновое движение газового потока, в котором создаются переменные давления. Частота этих волн зависит от диаметра и длины впускного патрубка. Задача гонщика и механика заключается в том, чтобы экспериментальным путем подобрать для данного двигателя такую длину патрубка, при которой повышение давления

Работа поршня с перекосом чаще всего является следствием искривления шатуна. В этом случае шатун следует выправить с помощью специально изготовленной длинной оправки (рис. 51). Кроме того, перекосок может быть из-за неправильной расточки отверстия поршня под поршневой палец или из-за неправильной постановки верхней втулки шатуна.

Для снятия и постановки поршня на шатун пользуются приспособлением, показанным на рис. 52.

После исправления шатуна поршень устанавливают на шатун без колец, а затем, поставив и временно закрепив цилиндр, проверяют легкость вращения коленчатого вала и замеряют зазор по окружности между поршнем и цилиндром.

Зазор между поршнем и цилиндром с рабочим объемом от 125 до 175 см³ в нижней направляющей части поршня должен быть в пределах 0,06—0,07 мм. Для цилиндров с рабочим объемом от 250 до 350 см³ он принимается от 0,075 до 0,08 мм.

В случае повышения степени сжатия до 10 зазор на высоте направляющей части поршня увеличивают до 0,1 мм.

Увеличение этого зазора объясняется повышением тепловой нагрузки на поршень двигателя.

Если нет точных измерительных приборов, то зазор для двигателей класса 125 и 175 см³ между поршнем и цилиндром подбирают следующим образом: вырезают полоску газетной бумаги шириной 10 мм и длиной 60 мм и наклеивают ее на одну сторону направляющей части поршня вдоль его оси. Затем поршень с бумагой вставляют в цилиндр. Он должен свободно перемещаться по цилиндру при легкой нажатии руки, но не падать от собственного веса.

Поршни двигателей ИЖ-56 и ИЖ-П на высоте юбки имеют ко-

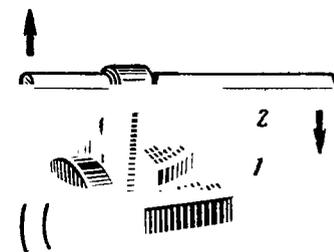


Рис. 51. Способ исправления верхней головки шатуна: 1—металлическая колодка; 2—оправка; 3—выпускное окно; 4— продувочное окно.

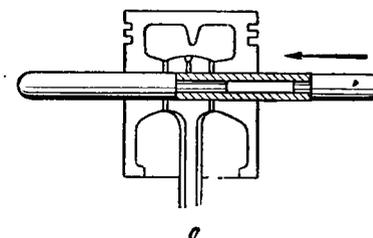
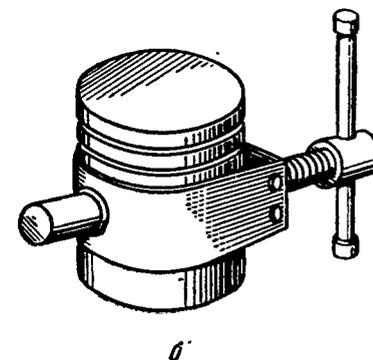


Рис. 52. Снятие и постановка поршня на шатун: а—специальным приспособлением; б—при помощи специальных оправок.



приспособлением; б—при помощи специальных оправок.

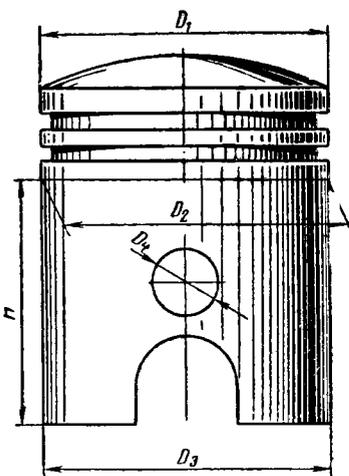


Рис. 53 Контрольные замеры по диаметрам поршня (к табл. 15).

кольца. Штифт должен быть поставлен на окружности поршня в таком месте, которое обеспечивало бы постоянный контакт разреза поршневого кольца с рабочей поверхностью цилиндра.

Если окажется, что разрез кольца совпадает с какой-либо кромкой окна (при увеличении размеров окон), то кольцо может поломаться. В этом случае для сохранения кольца двухтактного двигателя штифт необходимо переставить в другое место.

Таблица 15

Цилиндр	Диаметр цилиндра (мм)	Обозначение группы
Двигатели Иж 56, Иж-П Серийный цилиндр	+0,03 72-0,01	1;0 00; 000
Расточка под 1-й ремонтный поршень	+0,03 72,5-0,01	
Расточка под 2-й ремонтный поршень	+0,03 73-0,01	
Двигатель Иж-Ю Серийный цилиндр	61,72+0,06	000; 00; 0;0
Расточка под 1-й ремонтный поршень	61,97+0,03	2;3
Расточка под 2-й ремонтный поршень	62,22+0,03	

Перед постановкой поршня проверяют плотность посадки поршневого пальца и состояние запорных колец. Последние должны сидеть в выточке поршня плотно, с натягом. Поршневой палец, смазанный жидким маслом, должен свободно, от легкого нажатия ру-

сой разрез. Эти поршни ставят без зазора, с небольшим натягом между юбкой поршня и цилиндром. Считается нормальным, если поршень проходит цилиндр только под тяжестью трехкилограммового веса. Само собой разумеется, что после сборки двигателя потребуется холодная, а затем и горячая обкатка. Кроме того, в процессе проведения горячей обкатки необходимо снимать цилиндр для проверки состояния и подводки поршня. Зазоры по высоте ижевского поршня показаны на рис. 53 и в таблицах 15 и 16.

Перед окончательной сборкой двигателя необходимо проверить правильность расположения по окружности его стопорных штифтов, впрессованных в кольцевых канавках для фиксации рабочего места стыка

При монтаже поршня нужно обратить внимание на состояние и прочность посадки стопорного штифта, так как выпадание его из места посадки всегда выводит двигатель из строя. Ослабленный штифт высверливают, изготавливают из латуни новый и ставят с плотной посадкой, а затем с внутренней части поршня его расклепывают.

Таблица 16

Поршень	Размеры поршня					Обозначение группы по D_2	Цвет метки по D_1
	Высота (мм)	D_1	D_2	D_3	D_4		
Двигатели Иж-56, Иж-П	55	71,74-0,04	71,97-0,04	72,06-0,04	$\begin{matrix} +0,06 \\ 15-0,03 \end{matrix}$	1; 0; 00; 000	Зеленый, белый, черный
Серийный поршень	55	72,24-0,04	72,47-0,04	72,56-0,04			
1-й ремонтный поршень	55	72,74-0,04	72,97-0,04	73,06-0,04			
2-й ремонтный поршень	52	61,52-0,06	61,60-0,06	61,71-0,06	$\begin{matrix} +0,01 \\ 14-0,05 \end{matrix}$	000; 00; 0; 1; 2; 3	Зеленый, белый, черный
Двигатель Иж-Ю	52	61,77-0,03	61,85-0,03	61,96-0,02			
Серийный поршень	52	62,02-0,03	62,10-0,03	62,21-0,02			
1-й ремонтный поршень							
2-й ремонтный поршень							

ки входить во втулку верхней головки шатуна и не иметь люфта, а посадка его в бобышки поршня производится с натягом от 0,002 до 0,003 мм. В заводских условиях поршневые пальцы сортируют на две-три группы по-размеру внешнего диаметра и соответственно маркируют краской с торца.

На бобышках поршня наносят соответственно такую же маркировку.

Прежде чем поставить поршневой палец, поршень рекомендуется подогреть до 80—100° С. Затем смазанный автолом палец вставляют в поршень с помощью приспособления, показанного на рис. 52.

Заводские стандарты поршней и цилиндров ремонтных и номинальных размеров отечественных мотоциклов приведены в таблицах 15 и 16.

Заменяя поршень, необходимо обратить внимание на его вес. Разница в весе поршня допускается в пределах 4—5 г.

Монтаж поршневых колец

Поршневое кольцо служит для уплотнения газа между поршнем и цилиндром, отвода тепла от поршня и равномерного распределения смазки по цилиндру.

Поршневые кольца изготавливаются из специального чугуна с добавлением хрома и никеля или из стали. На форсированных мотоциклетных и автомобильных двигателях, как правило, верхнее кольцо ставят стальное или чугунное с хромированной рабочей поверхностью.

На четырехтактных двигателях ставят компрессионные и маслосъемные кольца. Высота компрессионного кольца в пределах от 1,5 до 2,9 мм. Более узкие кольца лучше и быстрее прирабатываются по цилиндру, но зато и скоро изнашиваются. Маслосъемное кольцо устанавливают в нижней части поршня. Оно более широкое, имеет радиальные щели для сброса масла через отверстия поршня обратно в картер двигателя. У четырехтактных двигателей замки разреза кольца делают прямые, а у двухтактных — с выемкой для стопорного штифта. Разрез у более узких колец двухтактных двигателей также прямой.

Пригодность в работе поршневого кольца определяется по следующим признакам:

1. Оно должно хорошо прилегать по окружности цилиндра.
2. Иметь хорошую упругость с зазором в свободном состоянии не менее 10% величины диаметра цилиндра.
3. Хорошо прилегать нижней торцевой поверхностью к канавке поршня.

4. Свободно перемещаться в канавке поршня от собственного веса.

5. Иметь нормальный тепловой зазор в стыке кольца в сжатом состоянии.

Хорошо приработанное кольцо должно иметь серую матовую поверхность по всей окружности. Однако это еще не значит, что оно действительно прилегает по окружности цилиндра. Перед постановкой кольца на поршень необходимо его вставить в цилиндр и просмотреть прилегание на свет. Кольцо считается негодным, если на внешней его окружности имеется желтый цвет побежалости или следы пригорания. Это указывает на места прорыва газа. Кроме того, нельзя ставить кольцо, если его концы плохо прилегают около стыка. Это указывает на потерю упругости, хотя по внешнему виду кольцо имеет в этих местах и матовую поверхность. Технологией изготовления поршневого кольца современных двигателей предусмотрено давление у замка кольца значительно выше, чем на остальных его участках, что обеспечивает хорошее прилегание кольца по цилиндру даже при значительном износе.

Тепловой зазор в стыке, в сжатом и в рабочем состоянии принимается в зависимости от положения кольца. У верхнего, которое нагревается больше, зазор делается несколько больше, чем у нижнего.

На ижевских одноцилиндровых двигателях этот зазор равен 0,3 мм, а на двухцилиндровых («Юпитер») — 0,2 мм. У ковровских мотоциклов зазор в стыке равен 0,2 мм. У четырехтактных двигателей (киевских и ирбитских) этот зазор находится в пределах 0,25—0,45 мм. Размеры поршневых колец мотоциклов «ИЖ» указаны в таблице 17.

Таблица 17

Кольцо	Наружный диаметр (мм)	Толщина (мм)	Высота (мм)
Двигатели Иж-56, Иж-П Нормальное 1-го ремонтн. размера 2-го ремонтн. размера	72,0+0,03	2,9±0,08	2,5—0,2
	72,5+0,03	2,9±0,08	2,5—0,02
	73,0+0,03	2,9±0,08	2,5—0,02
Двигатель Иж-Ю Нормальное	61,75+0,015	2,5±0,08	—0,01
			2,5—0,022
1-го ремонтн. размера 2-го ремонтн. размера	62,0+0,015 62,25+0,015	2,5±0,08 2,5±0,08	—0,01
			2,5—0,022

При постановке нового цилиндра и новых колец необходимо делать холодную обкатку. В этом случае зазор в стыке кольца вначале делают на 0,08—0,1 мм меньше установленного заводом.

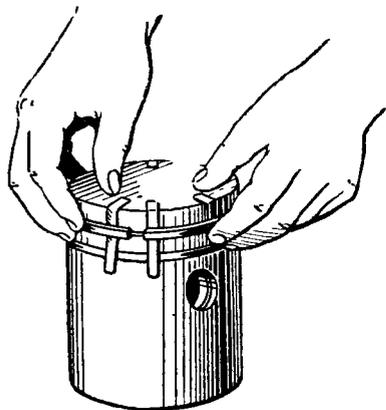


Рис. 54. Снятие поршневых колец с помощью тонких пластинок.

Нижняя плоскость канавки под кольцом поршня должна иметь гладкую поверхность, без всяких рисок, а поршневое кольцо — хорошо прилегать к этой поверхности (пробу производят по синей краске). Если кольцо прилегает неудовлетворительно, его нужно притереть одной стороной на притирочной плите, даже за счет увеличения зазора между торцами кольца и канавкой, ибо хороший контакт кольца с поршнем в этом месте обеспечивает отвод тепла от поршня и повышает герметичность. В сжатом состоянии кольцо должно углубляться в канавке поршня на 0,2—

0,3 мм. Следует отметить, что чрезмерное увеличение глубины канавки приводит к значительному повышению температуры поршня.

Поршневые кольца спортивных двигателей изнашиваются значительно быстрее, чем у двигателей дорожных мотоциклов, поэтому они перед каждым соревнованием осматриваются.

Для спортивных целей поршень двухтактного двигателя у многих современных машин изготавливается с одним поршневым кольцом L-образной формы (см. рис. 19).

Для того чтобы сохранить начальную геометрию кольца, при снятии и надевании его на поршень надо применять тонкие латунные пластинки, способом, указанным на рис. 54.

ПОДГОТОВКА КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Коленчатые валы большинства мотоциклетных двухтактных двигателей неразборной конструкции. Полуоси и палец нижней головки шатуна в данном случае запрессовываются в половинки маховиков или щек с большим натягом, а окончательную обработку (шлифовку) шеек полуосей производят после запрессовки и сборки коленчатого вала. Разборка и сборка коленчатого вала этих двигателей возможна только при наличии специального оборудования, подбором пальцев и полуосей, по размерам, допускающим постановку их с натягом 0,01—0,02 мм.

Пригодность к постановке или замена коленчатого вала определяется степенью износа подшипника шатуна, пальца и по состоянию центровки полуосей. В случае большого износа подшипника шатуна коленчатый вал целесообразней заменить новым.

Радиальный люфт при сборке нового шатунного подшипника равен 0,008—0,016 мм. Сборка без зазора нижнего шатунного подшипника не допускается. Предельный размер зазора работавшего подшипника нижней головки шатуна равен 0,06 мм. Осевой зазор этого подшипника должен быть в пределах 0,16—0,4 мм.

Биение шеек полуосей проверяют индикатором непосредственно в собранном картере с хорошо затянутыми болтами или в центрах токарного станка (рис. 55). Во время проверки в центрах необходимо поставить металлическую распорку между половинками маховиков, с противоположной стороны пальца шатуна, иначе могут быть искажения вследствие нажима центров.

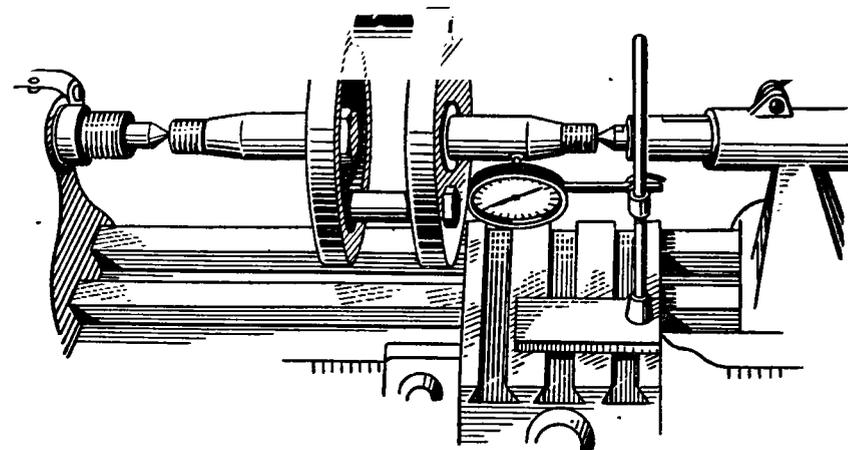


Рис. 55. Проверка центровки коленчатого вала индикатором: 1—металлическая распорка.

Биение полуосей относительно центров желательно иметь нулевое, но это бывает редко. Предельный размер биения допускается не более 0,04 мм. В случае крайней необходимости биение полуосей исправляют посредством удара медным молотком по половинкам маховиков с последующей проверкой биения при помощи индикатора или угольника по внешнему диаметру маховиков.

Для уменьшения внутреннего объема картера двухтактного двигателя, а следовательно, для повышения давления в картере на половинках маховика ставят дисковые заглушки с обязательной проверкой их плотности и герметичности посадки. Негерметичная постановка заглушек снижает мощность двигателя до 0,25 л. с.

У коленчатых валов разборной конструкции необходимо проверить состояние поверхностей мест посадки конусов полуосей и пальца шатуна. Поверхности конусов не должны иметь следов задира и наклепа металла. Необходимо обратить особое внимание

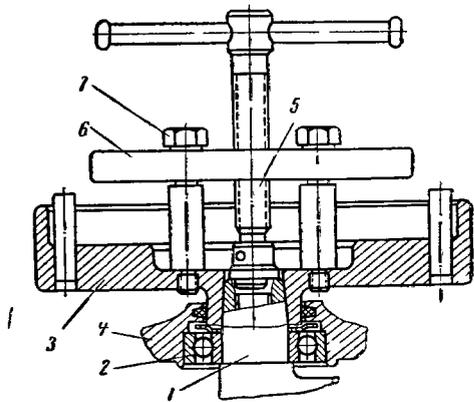


Рис. 56. Приспособление для снятия маховика двигателя: 1—задняя цапфа кривошипа; 2—шарикоподшипник; 3—маховик; 4—задний корпус подшипника; 5—винт в сборе; 6—траверса; 7—болты для снятия маховика.

Разборные коленчатые валы чаще встречаются у четырехтактных двигателей. Перед постановкой их в картер все каналы подвода масла следует продуть воздухом под давлением и затем обильно заполнить их маслом с помощью шприца. Гайки полуосей и пальца шатуна тщательно затягиваются и шплинтуются или контрятся плоскими шайбами.

Для спортивных целей обе половинки маховика и шатун тщательно полируют. Прежде чем выполнить эту работу, нужно хорошо изолировать нижний подшипник шатуна с тем, чтобы стружки, а особенно наждак, не попали между роликами. После полировки все детали промывают в чистом бензине.

Полировка деталей коленчатого вала уменьшает потери на трение маховика при вращении его в бензино-масленной среде. Эти потери тем больше, чем грубее отделаны вращающиеся детали, чем больше имеется выступов и чем меньше зазор между маховиком и картером. Кроме того, полировка деталей, работающих с большой нагрузкой, повышает их прочность и износостойкость.

УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДВИГАТЕЛЯ

Во время работы двигателя в кривошипном механизме возникают центробежные силы от вращающихся масс и силы инерции движущихся масс с переменным ускорением.

на плотность посадки маховика, на полуось коленчатого вала аппозитных двигателей (М-72, М-62, К-750 и др.). В этом случае качество посадки маховика проверяют сначала без шпонки. Установленный маховик после нажатия руками не должен иметь качки, а конусные поверхности должны хорошо прилегать. В случае обнаружения дефекта посадочное место маховика необходимо притереть по конусу с мелкой наждачной дистой. После притирки конус и маховик промывают бензином. Для снятия маховика с коленчатого вала используют приспособление, показанное на рис. 56.

Неуравновешенность двигателя получается от сил инерции возвратно-движущихся масс. К этой группе деталей относятся: поршень с кольцами, поршневой палец, стопорные кольца и верхняя часть шатуна (примерно 1/3 часть его веса).

К вращающимся массам относится палец кривошипа с подшипником и примерно 2/3 веса шатуна. В мотоциклетном одноцилиндровом двигателе возникающие силы инерции этих деталей уравниваются противовесами, расположенными на двух половинках маховиков. Противовес подбирают с таким расчетом, чтобы силы инерции (рис. 57), создаваемые противовесами, были в сумме равны силе инерции вращающихся масс. Следовательно, силы инерции вращающихся масс уравниваются полностью противовесами.

Сила инерции этих деталей, приложенная в центре поршневого пальца, переменна по величине и направлению и поэтому остается неуравновешенной. В положении поршня в в. м. т. эту силу можно было бы уравновесить противовесом. Однако при дальнейшем повороте коленчатого вала сила инерции при наибольшей скорости поршня будет равна нулю, а сила инерции противовесов останется постоянной (рис. 58). В этом случае противовес только превращает неуравновешенную силу, действующую по оси цилиндра, в горизонтальную силу инерции. Поэтому уравнивают не всю силу инерции возвратно-движущихся масс, а лишь часть ее. В одноцилиндровом двигателе эта сила уравнивается с коэффициентом А в пределах 0,45—0,65 ее величины.

Общий вес противовеса для одноцилиндрового двигателя при статическом уравнивании будет равен:

$$G_{\text{общ}} = (G_{\text{вр}} + AG_n) \frac{R}{r} \kappa z,$$

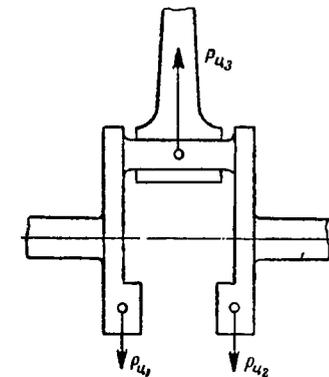


Рис. 57. Силы инерции в кривошипном механизме одноцилиндрового двигателя.

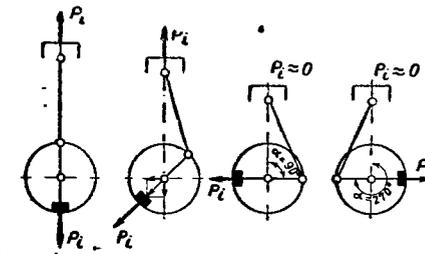


Рис. 58. Изменение сил инерции в кривошипном механизме в зависимости от поворота коленчатого вала.

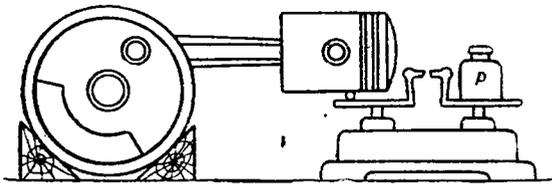


Рис. 59. Способ взвешивания поршня и верхней части шатуна в сборе.

где
 $G_{вр}$ — вес вращающихся частей, кг;
 A — коэффициент уравновешенности, равный 0,45—0,65;
 R — радиус кривошипа, м;
 r — расстояние центра тяжести противовеса

веса до оси вращения, м;

$G_{п}$ — вес поступательно-возвратно-движущихся деталей, кг;

$G_{общ}$ — общий вес противовеса, кг.

Проверка уравновешенности балансировки двигателя может оказаться необходимой вследствие сильной тряски во время работы, особенно при больших оборотах. В результате недостаточной уравновешенности происходят поломки бензо-маслопроводов, карбюратора, слабеют все крепежные болты и устают кисти рук спортсмена.

Статическую уравновешенность двигателя проверяют при помощи весов и двух призм, установленных горизонтально по ватерпасу. На весах взвешивают поршень и верхнюю часть шатуна. При этом кривошип устанавливают так, чтобы поршень и шатун находились в горизонтальном положении (рис. 59).

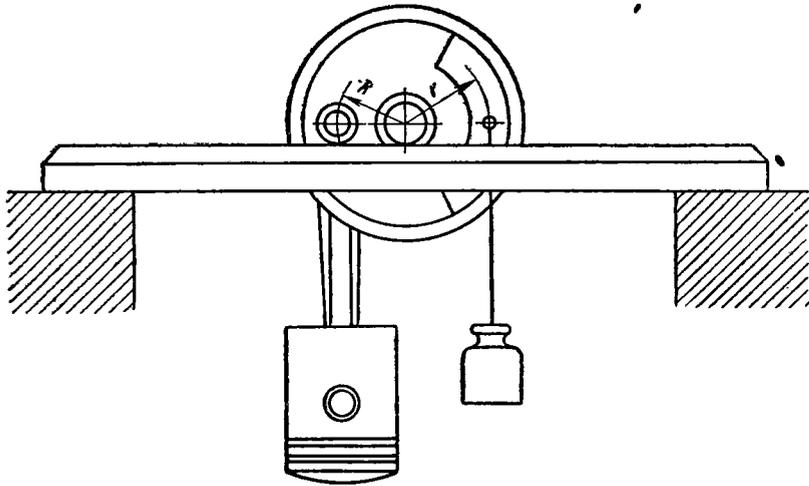


Рис. 60. Способ проверки уравновешенности двигателя.

Полученный вес с достаточной точностью можно отнести к весу возвратно-движущихся частей. Затем устанавливают маховик на две призмы (рис. 60) и подвешивают дополнительный груз на радиусе, равном радиусу кривошипа. Для этого предварительно засверливают маховик, в который вставляют штифт. Груз подбирают с таким расчетом, чтобы двигатель был статически уравновешен.

При коэффициенте уравновешенности $A=0,5$ подвешенный дополнительный груз должен быть равен половине веса возвратно-движущихся деталей.

Фактически потребный груз для статического уравновешивания может оказаться больше или меньше. Если он больше, то необходимо увеличить вес противовеса на такую же величину. С этой целью высверливают противовесы в обеих половинках маховиков, а в высверленные отверстия зачеканивают свинцовые пробки. Если же дополнительный груз меньше, то противовесы облегчают на такую же величину. Высверливают их с противоположной стороны на радиусе кривошипа. В противном случае потребный вес подсчитывается по формуле:

$$P^1 = P_{доп} \frac{R}{r},$$

где

P^1 — потребное уменьшение или увеличение веса на данном радиусе половинок маховика, г;

$P_{доп}$ — дополнительный вес, г;

R — радиус кривошипа, см;

r — радиус центра тяжести противовеса, см.

Динамическая балансировка коленчатых валов производится на специальных заводских станках, оборудованных устройством, показывающим величину неуравновешенности. Балансировка двигателя в заводских условиях делается на первых опытных образцах, а затем детали серийных двигателей выполняются строго по чертежам.

Для того чтобы не нарушить заводскую балансировку, необходимо при смене поршня, пальца и шатуна подбирать их точно по весу. Особенно это важно для двухцилиндровых двигателей с противолежащими цилиндрами.

В заключение уместно напомнить, что мотоциклетные двигатели уравновешиваются неполностью. Вследствие этого получают продольные вибрации двигателя относительно рамы мотоцикла. Чтобы уменьшить эту вибрацию, нужно установить упорную тягу между головкой цилиндра и рамой или закрепить двигатель с резиновыми амортизаторами (саленблоки).

ГЛАВА VI.

ЗАЖИГАНИЕ И ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ МОТОЦИКЛА

ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ

Рабочая смесь в мотоциклетных двигателях зажигается электрической искрой, проскакивающей в нужный момент между электродами свечи. Сопротивление искрового промежутка свечи возрастает при увеличении давления сжатия. Поэтому чем выше давление сжатия, тем выше должно быть напряжение, подведенное к электродам свечи.

В зависимости от источника электроэнергии различают следующие системы зажигания:

- батарейное;
- от генератора переменного тока;
- от генератора постоянного тока;
- от магнето.

БАТАРЕЙНОЕ ЗАЖИГАНИЕ

Эта система зажигания состоит из аккумуляторной батареи напряжением 6 вольт, прерывателя, катушки зажигания, трансформирующей ток с 6 до 20 000 вольт. Ток низкого напряжения от аккумулятора подводится к катушке зажигания и к прерывателю. Параллельно контактам прерывателя включается конденсатор. Принципиальная схема батарейного зажигания показана на рис. 61.

Такая схема зажигания с успехом применяется в шоссейно-кольцевых гонках и по ипподрому. Для гонок на коротких дистанциях в пределах 100—200 км достаточно иметь на мотоцикле аккумулятор емкостью в 10 а/ч. Мощность двигателя после снятия магнето или генератора, т. е. при зажигании только аккумуляторной батареи, повысится примерно на 0,1 л. с.

ЗАЖИГАНИЕ ОТ ГЕНЕРАТОРА ПЕРЕМЕННОГО ТОКА

Генератор переменного тока состоит из статора, ротора и передней крышки. В статоре вмонтировано восемь катушек, четыре

из них соединены последовательно и служат для зажигания. Остальные четыре применяются для освещения.

Ротор генератора изготовлен из специального магнитного сплава с восемью полюсами, расположенными по окружности. Механизм прерывателя крепится на крышке. Эксцентриковый кулачок прерывателя вращается вместе с ротором.

Общая схема электрооборудования с генератором переменного тока показана на рис. 62.

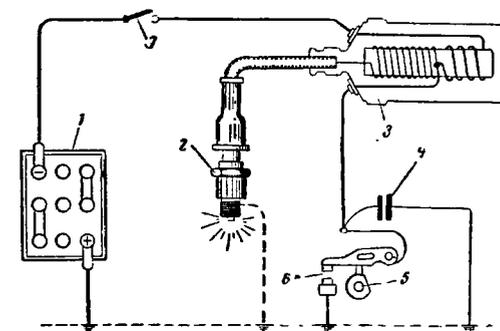


Рис. 61. Схема батарейного зажигания: 1— аккумуляторная батарея; 2— свеча зажигания; 3— катушка; 4— конденсатор; 5— кулачок прерывателя; 6— контакты прерывателя; 7— ключ зажигания.

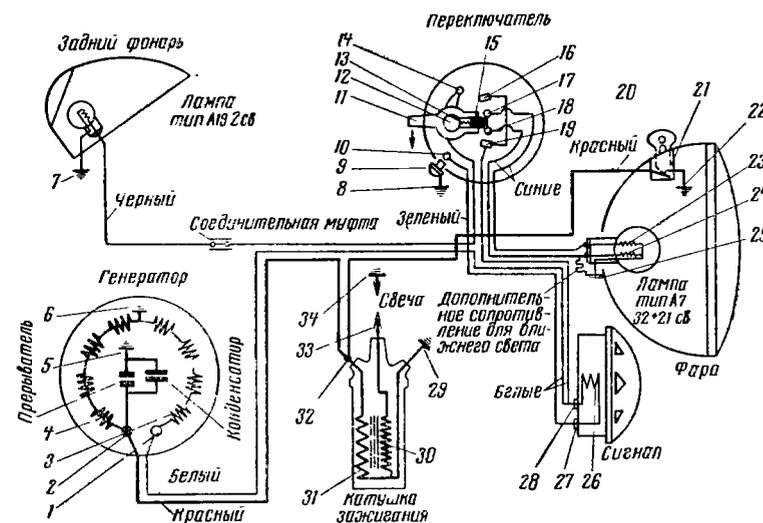


Рис. 62. Схема зажигания и электрооборудования мотоцикла М-104: 1— клемма освещения; 2— клемма зажигания; 3— обмотка освещения; 4— обмотка зажигания; 5— масса прерывателя; 6— масса генератора; 7— масса заднего фонаря; 8— масса сигнала; 9— кнопка сигнала; 10— клемма сигнала; 11— рычажок; 12— ось рычажка; 13— пружина рычажка; 14— клемма заднего фонаря; 15— подвижный контакт; 16 и 19— клемма генератора; 17— клемма дальнего света; 18— клемма ближнего света; 20— ключ зажигания; 21— пластина замка зажигания; 22— масса замка зажигания; 23— нить дальнего света; 24— нить ближнего света; 25— масса лампы; 26— обмотка сигнала; 27— 28— клеммы сигнала; 29— масса индукционной катушки; 30— вторичная обмотка; 31— первичная обмотка; 32— клемма индукционной катушки; 33— провод высокого напряжения; 34— масса свечи.

ЗАЖИГАНИЕ ОТ ГЕНЕРАТОРА ПОСТОЯННОГО ТОКА

В этом случае источником электроэнергии является генератор постоянного тока, который во время работы двигателя обеспечивает зарядку аккумуляторной батареи и питание всей системы освещения.

В систему электрооборудования включен регулятор напряжения и реле-регулятор.

Общая схема электрооборудования и зажигания с генератором постоянного тока показана на рис. 63.

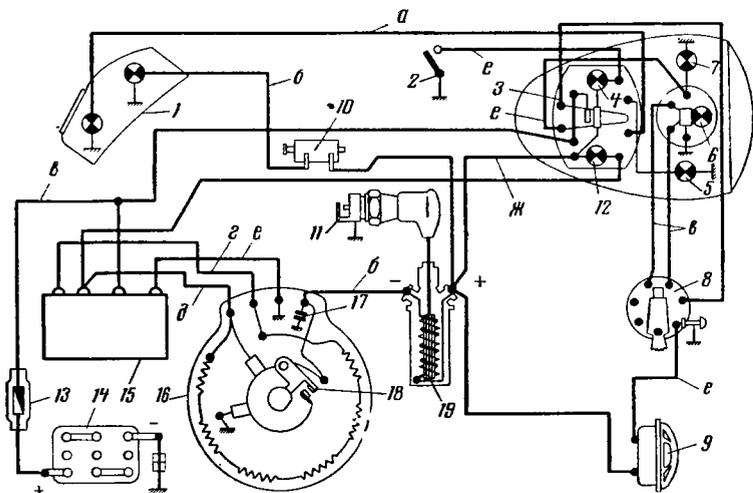


Рис. 63. Схема зажигания и электрооборудования мотоцикла Иж-П2: 1—задний фонарь; 2—выключатель лампы нейтрали; 3—центральный переключатель; 4—лампа указателя нейтрали; 5—лампа освещения спидометра; 6—главная лампа; 7—лампа стояночного света; 8—переключатель света; 9—звуковой сигнал; 10—выключатель стоп-сигнала; 11—свеча; 12—контрольная лампа; 13—предохранитель; 14—аккумуляторная батарея; 15—реле-регулятор; 16—генератор; 17—конденсатор; 18—прерыватель; 19—катушка зажигания (з—зеленый (серый), ж—желтый (оранжевый); с—синий (голубой); к—красный (розовый), б—белый).

ЗАЖИГАНИЕ ОТ МАГНЕТО

Система зажигания от магнето для мотоциклетного спортивного двигателя является наиболее целесообразной, особенно для кроссовых мотоциклов с одноцилиндровым двигателем. Это объ-

ясняется тем, что современное магнето — надежный агрегат, обладающий хорошей характеристикой напряжения в зависимости от оборотов двигателя.

При батарейном зажигании напряжение с увеличением числа оборотов двигателя падает, а у магнето возрастает.

Для одноцилиндрового двигателя ставят магнето отечественного производства М-275, а для двухцилиндровых — М-48Б.

Двигатели, оборудованные батарейным зажиганием, не приспособлены для постановки на них магнето. В связи с этим неизбежны конструктивные изменения и дополнения в деталях как самого двигателя, так и магнето.

Установить магнето можно двумя способами: с упругим приводом и постановкой якоря магнето непосредственно на вал двигателя. В обоих случаях требуется изготовить площадки и детали соединения магнето с валом. Площадка для постановки магнето на мотоциклы «ИЖ» показана на рис. 64.

Установка якоря магнето непосредственно на вал двигателя значительно уменьшает габаритные размеры двигателя. Существенный недостаток такой установки заключается в потребности выполнения более точной токарной обработки сопряженных деталей. Кроме того, величина разрыва контактов прерывателя всегда будет зависеть от состояния подшипников коленчатого вала двигателя. В этом случае чрезмерный износ правого подшипника вала не допускается.

Более доступным является способ постановки магнето с упругой муфтой. Общая схема постановки упругой муфты сцепления с магнето и с валом показана на рис. 65.

Уход за магнето состоит в обеспечении бесперебойной работы прерывателя и хорошей защиты от попадания воды, грязи и пыли. С этой целью крышка прерывателя и все стыковые соединения защищаются густой смазкой, нитрошпаклевкой или бакелитовым лаком. На провод высокого напряжения надевают резиновую трубку, а концы трубки плотно зажимают изоляционной лентой либо специальным резиновым наконечником. На свечу надевают карболитовый наконечник или резиновый колпачок (рис. 66).

Уход за прерывателем заключается в установлении зазора, равного 0,35—0,40 мм, между контактами в разомкнутом состоянии. На мотоциклах «ИЖ» этот зазор допускается до 0,6 мм. Молоточек магнето должен быть легким и прочным. Чтобы уменьшить износ пяты наковальни молоточка, следует периодически

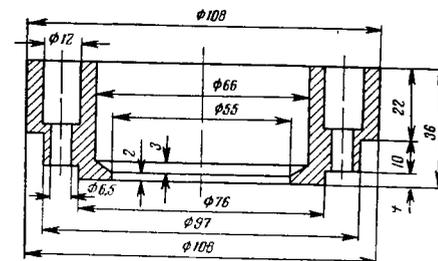


Рис. 64. Площадка для постановки магнето на одноцилиндровых двигателях мотоциклов «ИЖ».

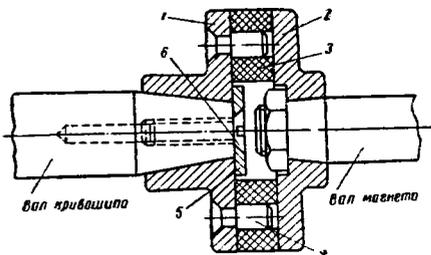


Рис. 65. Соединительная муфта привода магнето: 1—фланец на валу двигателя; 2—фланец на валу магнето; 3—упругое кольцо (прорезиненный ремень); 4—штырь; 5—шайба; 6—винт.

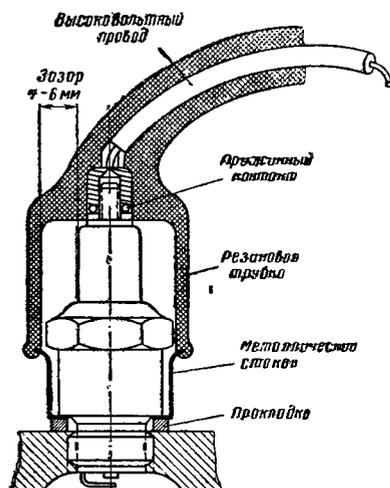


Рис. 66. Способ защиты свечи зажигания.

смазывать двумя-тремя каплями масла фетровый очиститель кулачка прерывателя. Для форсирования двигателя по оборотам пружину молоточка прерывателя устанавливают более сильной.

УСТАНОВКА ЗАЖИГАНИЯ

Мотоциклетные двигатели имеют постоянное или переменное опережение зажигания. При постоянном опережении зажигания начало разрыва прерывателя, а следовательно, появление искры, остается неизменным на всех режимах работы двигателя. При переменном опережении зажигания момент появления искры изменяется ручным или автоматическим способом — центробежным регулятором, который по мере повышения числа оборотов увеличивает опережение зажигания от 10—30°.

В мотоциклах отечественного производства устанавливается момент зажигания по заводским данным, указанным в таблице 18.

Таблица 18

Установка момента зажигания у двигателей мотоциклов

Марка мотоцикла	Опережение зажигания в мм до в. м. т.	Марка мотоцикла	Опережение зажигания в мм до в. м. т.
М-104	3,7—4	М-250	3,5
Ковровец-175В	4—4,5	Панония	3
Иж-Планета	3,5—4,0	ЯВА-250	3,5—4,0
Иж-Ю2	2,0—2,6	ЯВА-350	3,0—3,5
М-61 и К-750	Ручн. опережение		
М-62	Центробежный регулятор		

У двухцилиндровых двигателей М-61 и К-750 кулачок прерывателя является продолжением распределительного вала, поэтому установка момента зажигания предусмотрена заводом. У этих машин устанавливается одинаковая величина разрыва молоточка для правого и левого цилиндра.

Для установки момента зажигания одноцилиндровых двигателей используют приспособления, показанные на рис. 67 и 68.

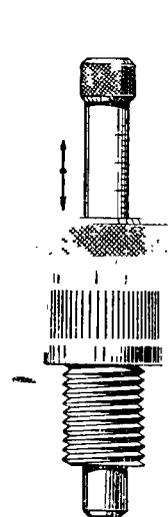


Рис. 67. Приспособление для установки зажигания (градуированное в мм).

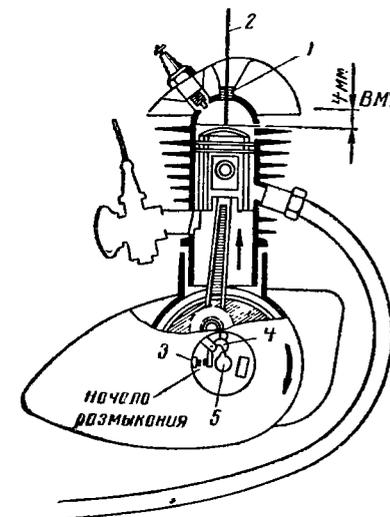


Рис. 68. Схема установки зажигания: 1—отверстие для декомпрессора; 2—стержень для определения в. м. т.; 3—неподвижный контакт прерывателя; 4—рычажок прерывателя; 5—кулачок.

УСТАНОВКА ЗАЖИГАНИЯ ФОРСИРОВАННОГО ДВИГАТЕЛЯ

При подборе оптимального угла опережения зажигания необходимо учитывать влияние оборотов коленчатого вала двигателя, степень сжатия и качество применяемого топлива.

Обороты вала двигателя. Если число оборотов вала двигателя увеличивается, то и угол опережения зажигания должен быть увеличен.

Степень сжатия. При увеличении степени сжатия соответственно повышается температура и давление в конце такта сжатия. В результате увеличивается скорость сгорания смеси. По-

этому двигатели с повышенной степенью сжатия требуют меньшего угла опережения зажигания.

Качество применяемого топлива значительно влияет на угол опережения зажигания. Так, спирто-воздушная смесь горит медленнее, чем бензоло-воздушная, которая, в свою очередь, горит медленнее бензино-воздушной. Для спиртовых смесей нужен более ранний угол опережения зажигания, чем для бензино-воздушной смеси. В качестве примера приведем постановку момента зажигания форсированного двигателя К-175: при степени сжатия 10-11, топливо — бензин-бензол ($50 \pm 50\%$), зажигание устанавливается 3—3,5 мм до в. м. т., а в случае применения метилового спирта наивыгоднейший момент зажигания будет равен 4—4,5 мм до в. м. т.

Если степень сжатия E-16 и выше у того же двигателя при работе на метиловом спирте, то опережение зажигания ставится только на 1,5—2 мм до в. м. т.

Для каждого типа двигателя при соответствующем топливе и регулировке карбюратора может быть только один оптимальный угол опережения зажигания. При ориентировочном его подборе следует учитывать все вышеуказанные факторы, а окончательно скорректировать угол опережения по наибольшей мощности на стенде или по максимальной скорости во время тренировок.

Например, у двигателей ЭСО-500 угол опережения зажигания при работе на метаноле и степени сжатия 14 устанавливается постоянный — в пределах от 42 до 45°. При высокой температуре окружающего воздуха устанавливают угол опережения равным 42°, а в холодное время — 45°. На подбор наивыгоднейшего угла опережения зажигания может влиять качество спиртового топлива и процентное содержание в нем воды. Чем меньше крепость спирта, тем больше требуется угол опережения зажигания. Такую поправку механики делают даже в процессе проведения гонки — между заездами. Для этой цели у двигателя ЭСО-500 имеется специальное смотровое отверстие, расположенное на левой половине картера. На торце маховика сделана установочная метка. Момент размыкания контактов должен совпадать с центром смотрового отверстия. Начало размыкания контактов прерывателя следует устанавливать при помощи контрольной лампочки от батареи карманного фонаря или посредством тонкой папиросной бумаги.

Особенности установки зажигания от генератора переменного тока таковы, что при установке зажигания нельзя поворачивать верхнюю крышку генератора по отношению к статору, так как при этом нарушается установка абриса.

Абрисом называется угол наивыгоднейшего положения ротора относительно статора, обеспечивающего максимальное напряжение генератора. Такое положение ротора должно совпадать с моментом размыкания контактов прерывателя.

Абрис регулируется и устанавливается на заводе-изготовителе. Наивыгоднейшее положение абриса фиксируется специальными винтами. Обычно эти винты после нахождения наивыгоднейшего угла абриса покрывают эмалевой краской. Регулировка абриса, в случае необходимости, осуществляется путем ослабления этих винтов и перемещения пластинки в ту или иную сторону. После чего винты закрепляются. Наивыгоднейшее положение абриса определяется по максимальной силе искры между электродами свечи. После нахождения хорошего искрообразования проверяют и устанавливают момент зажигания двигателя.

СВЕЧИ ЗАЖИГАНИЯ

Подбор свечи для форсированного двигателя требует особого внимания. Это объясняется тяжелыми условиями работы свечи вследствие механических, электрических и тепловых напряжений. Для обеспечения нормальной работы двигателя нижний конец изолятора должен иметь температуру не ниже 500—580°. Такая температура обеспечивает сгорание масла, попадающего на изолятор, без нагара и называется температурой самоочищения. В то же время температура изолятора и центрального электрода не должна превышать 800—850°, иначе может возникнуть так называемое калильное зажигание. При этом поступающая в цилиндр горючая смесь будет воспламеняться не от электрической искры, а от соприкосновения с перегретым концом центрального электрода. Преждевременное воспламенение смеси более опасно, чем появление детонации. При детонации происходит подгорание поршня, колец и клапана, а при преждевременной вспышке разрушается весь двигатель. Тепловой режим двигателя изменяется с увеличением степени сжатия и условий работы двигателя.

Чем выше степень сжатия, тем более холодной должна быть свеча. В соответствии с этим заводы изготовляют свечи с разной тепловой характеристикой, условно называемой калильным числом. Конструктивно это выполняется различными путями: изменением толщины электрода, применением других материалов как для электрода, так и для изолятора и изменением газового пространства вокруг центрального электрода. Чем больше это пространство при прочих равных условиях, тем горячей свеча.

Для наглядного сравнения на рис. 69 изображены свечи с разной тепловой характеристикой и свечи для форсированных двигателей. Заводы, изготовляющие свечи, ставят на корпусе каждой из них маркировку. Как правило, горячая свеча имеет условное малое число, а более холодная — высокое число.

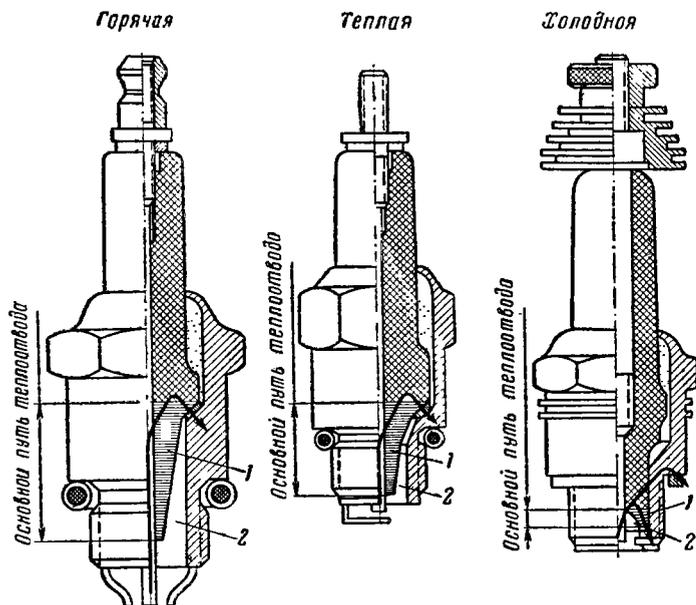


Рис. 69. Тепловой ряд свечей и факторы, определяющие их тепловую характеристику: 1 — обогреваемая поверхность; 2 — тепловая камера.

Свечи завода АТЭ-2 имеют маркировку от ВКС-22 до ВКС-42. Завод маркирует свечи так: А-8У, А-10У и А-11У. Буква А условно обозначает диаметр резьбы — 14 мм, цифры — тепловую характеристику свечи; буква У — материал изолятора (уралит). Свечи чехословацкого производства «ПАЛ» и Германской Демократической Республики фирмы «ИЗОЛЯТОР» маркируются цифрами 14/145—14/500. 14 означает диаметр резьбы, а 145, 500 — тепловую характеристику.

Примерный подбор свечи в зависимости от степени сжатия приведен в таблице 19.

Этой таблицей можно пользоваться только для предварительного подбора свечи. Окончательную проверку ее работы на двигателе следует проводить в условиях, близких к предстоящим соревнованиям. Например, для соревнований с переменным режимом по числу оборотов и по мощности необходимо поставить более «горячую» свечу, иначе при резком снижении оборотов свечу может забросать маслом.

Если свеча часто отказывает в работе из-за нагара, значит, она слишком холодна.

Признаком перегрева свечи служит белый налет на конце изолятора со следами оплавления.

Тепловая характеристика свечей зажигания
(резьба 14×1,25)

Условное калильное число	Марка свечей				При какой степени сжатия рекомендуется применять
	КАТЭК	АТЭ-2	„ПАЛ“	„Изолятор“	
175	А-11У А-8У		14/175	14/175	6—7
195			14/195	14/200	7—7,5
220		ВКС-22	14/225	14/225	7,5—8,5
240		ВКС-24	14/240	14/240	8,5—9
260		ВКС-26	14/260	14/260	9—9,5
280		ВКС-28	14/280	14/280	9—9,5
300		ВКС-30	14/300	14/300	10—11
360		ВКС-36	14/360	14/360	11—12
380			5—14—15		10,5—11

Подбирать свечу следует при отрегулированном карбюраторе и исправной системе зажигания. Высота резьбы свечи не должна превышать толщину головки цилиндра.

Ремонт свечей зажигания, уход за ними и хранение

Дефектами свечей могут быть: повреждение резьбы, нарушение герметичности, механические повреждения изолятора и засорение изолятора нагаром.

Засоренные свечи, работавшие недолго, можно восстановить, осторожно освобождая изолятор и корпус свечи от нагара, масла и посторонних частиц. Нагар со свечи не рекомендуется снимать острым инструментом, могущим повредить изоляцию. Нельзя также чистить свечу наждачной бумагой, так как наждак является проводником электричества.

Изолятор следует вычистить стеклянной шкуркой и медной щеткой и затем промыть в бензине. Хорошие результаты дает чистка крепким щелочным раствором и специальным пескоструйным прибором «Искра». При пескоструйной очистке применяется чистый сухой песок, просеянный через сито в 576 отверстий на 1 см², при давлении воздуха не выше 6—8 кг/см². Очистку производят до полного снятия нагара и копоти в камере свечи.

После чистки песком свечу необходимо продуть воздухом. Нельзя очищать нагар, прокаливая свечу докрасна, так как при этом у свечей, в особенности у неразборных, деформируется корпус. Кроме того, прокаленные свечи теряют герметичность, пропускают масло, которое попадает между изолятором и корпусом свечи, вследствие чего происходит короткое замыкание. Разбира-

ют и собирают свечи (если конструкция свечи разборная) специально подобранными накладными ключами.

Зазор между электродами свечи в двигателях с низкой степенью сжатия устанавливают размером 0,55—0,7 мм, а в двигателях с высокой степенью сжатия — 0,28—0,36 см.

Исправность свечи определяют прежде всего внешним осмотром изоляции, сохранностью резьбы, замером величины зазора между электродами и т. д. Затем проверяют искру, полученную от магнето или от батарейного зажигания.

Окончательно исправность свечи определяют проверкой искрообразования между электродами и герметичности под давлением на специальном приборе Гаро (рис. 70). Искра должна появляться регулярно; если искры нет или она возникает не между электродами, а внутри свечи, то свечу бракуют.

При испытании на приборе давление устанавливают в соответствии с инструкцией, приложенной к прибору. Одновременно следует проверить герметичность свечи по манометру, установленному на приборе. Допускается некоторый пропуск воздуха в виде отдельных пузырьков диаметром 2—3 мм и не более чем в трех местах. Герметичность проверяют опусканием корпуса свечи в стакан с водой или керосином; если пузырьки выходят сплошной цепочкой, то свечу бракуют. В более холодных свечах, предназначенных для форсированного двигателя, пропуск воздуха совершенно не допускается.

Признаками нормальной работы свечи следует считать:

— отсутствие самовоспламенения топлива после выключения зажигания;

— отсутствие перебоев в работе двигателя;

— центральный электрод свечи не имеет ни нагара, ни признаков перегрева;

— торец корпуса свечи слегка закопчен (при работе на спиртовом топливе торец свечи должен быть чистым).

Для нормальной эксплуатации свечи рекомендуется выполнять следующие требования: при наличии на свече специальной смазки, нанесенной для консервации, необходимо удалить ее. С этой целью следует тщательно промыть свечи в чистом бензине первого сорта. Промывка свечей навалом в посуде запрещается. После промывки свечи надо продуть сухим чистым воздухом под давлением 4—5 кг/см² и просушить при температуре 120—130° в течение одного часа. Промытые и просушенные свечи должны быть тщательно осмотрены. При этом нужно убедиться в отсутствии механических повреждений резьбы свечи, изолятора, контактов и т. д.

Свечу следует устанавливать только с одним новым уплотнительным кольцом, не имеющим заусенцев и забоин. Кольца, бывшие в употреблении, использовать не рекомендуется.

Завертывать свечи следует с применением торцовых ключей, хорошо подогнанных по гребням свечи, с воротком длиной 150—

200 мм. Усилие затяжек должно быть не более 5—6 кг/м; слабо привернутая свеча быстро перегревается и сгорает.

К мотоциклам, предназначенным для спортивных целей, предъявляются такие требования:

— состав рабочей смеси должен практически быть проверен во время эксплуатации мотоцикла;

— не следует прогревать двигатель на холодной свече;

— электроды свечей форсированных двигателей не должны быть заострены на концах;

— необходимо следить за состоянием изоляции проводов высокого напряжения, не допуская излишней длины их;

— для предохранения от загрязнения и механических повреждений свечи во время езды должны находиться отдельно от инструмента — в резиновом чехле или в трубке, изготовленной из пластмассы.

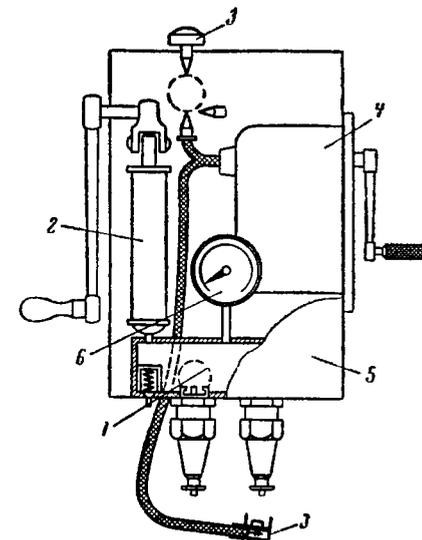


Рис. 70. Схема прибора для испытания свечей: 1, 5 камера; 2—насос, нагнетающий воздух в камеру; 3—регулировка искрового пробойного промежутка; 4—магнето или бобина; 6—манометр.

РЕМОНТ ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЯ МОТОЦИКЛА

Ремонт электрооборудования мотоцикла заключается в устранении неисправностей приборов или в замене их новыми по имеющимся для каждого мотоцикла схемам.

Ремонт генератора. Для ремонта генератор снимают с мотоцикла, очищают от грязи, промывают бензином и просушивают.

При отсутствии механических повреждений проверяют состояние электрической части генератора в собранном виде при работе в качестве электродвигателя. Проверку производят включением генератора в цепь постоянного тока (рис. 71) с напряжением, соответствующим напряжению генератора, число оборотов якоря определяют по тахометру, а ток по амперметру. Если число оборотов якоря и ток не соответствуют техническим условиям, то генератор разбирают. При разборке проверяют состояние изоляционных

втулок и шайб у щеткодержателей, легкость перемещения щеток в направляющих щеткодержателей и упругость пружин, определяют состояние припайки концов обмотки к пластинам коллектора и самого коллектора.

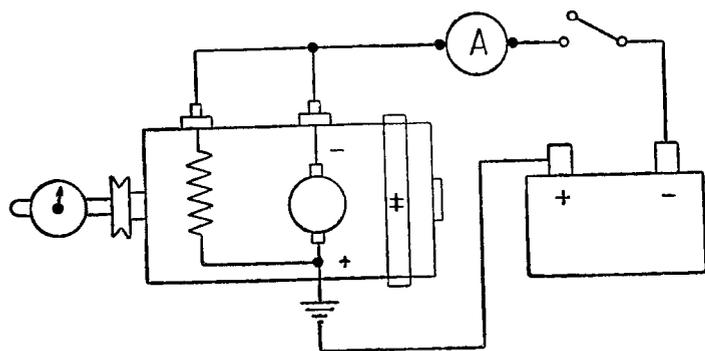


Рис. 71. Принципиальная схема проверки работы генератора.

При большом износе, когда на поверхности выступает изоляция, коллектор протачивают на токарном станке, затем углубляют изоляцию между пластинами на глубину 0,5 мм. После выполнения этих операций коллектор шлифуют стеклянной шкуркой.

Токосъемные щетки подгоняют по радиусу вновь проточенного якоря. Порядок выполнения этих работ наглядно показан на рис. 72.

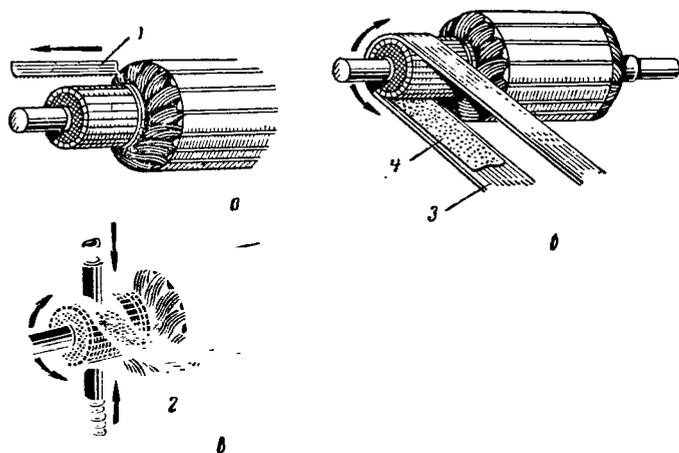


Рис. 72. Ремонт коллектора якоря: а—зачистка промежутков между пластинками; 1—полотно ножовки; б—полировка коллектора; в—подгонка щеток; 1, 4—шкурка стеклянная; 3—ремень.

Изоляцию щеткодержателей проверяют подсоединением аккумуляторной батареи через лампочку к щеткодержателю и корпусу генератора. При исправной изоляции лампочка не должна загораться. Если лампочка загорится, изоляцию необходимо сменить.

Основные дефекты обмотки возбуждения — разрушение изоляции, обрыв, замыкание на «массу» и межвитковое замыкание.

Для того чтобы выявить указанные дефекты, надо нажать деревянной палочкой на изоляцию катушки возбуждения; если при этом изоляция будет разрушаться, ее следует заменить новой. Соединить один конец аккумуляторной батареи с корпусом генератора, а другой через лампочку с изолированным зажимом Ш. Если в обмотке возбуждения имеется обрыв, то лампочка гореть не будет.

Для проверки замыкания витков обмотки возбуждения на «массу» предварительно отъединяют концы обмотки от «массы» и присоединяют провода контрольной лампы: один конец к корпусу генератора, а другой — к изолированному зажиму Ш. При наличии замыкания контрольная лампа будет гореть.

Замыкание между витками обмотки возбуждения определяют при помощи тока аккумулятора соответствующего напряжения. Для этого ток пропускают через обмотку и замеряют амперметром. Если величина тока выше заводских данных, это значит, что в витках обмотки имеется замыкание.

Неисправные обмотки снимают, перематывают или изолируют. После исправления всех деталей генератор собирают и испытывают.

РЕГУЛИРОВКА РЕЛЕ-РЕГУЛЯТОРА

Реле-регулятор состоит из двух электромагнитных приборов, находящихся в общей коробке, — реле обратного тока и регулятора напряжения. Реле обратного тока представляет собой электромагнитный выключатель, действующий при параллельной работе генератора с аккумуляторной батареей. Регулятор напряжения представляет собой электромагнитный прибор вибрационного типа, который по мере надобности включает или отключает добавочное сопротивление в цепи обмотки возбуждения генератора.

Исправность работы реле-регулятора проверяют контрольной лампочкой, установленной в фаре. Если реле-регулятор и генератор исправны, лампочка загорается при включении системы зажигания. В этом случае потребный ток поступает от аккумулятора. При работе двигателя на 1100—1200 об/мин ток пойдет от генера-

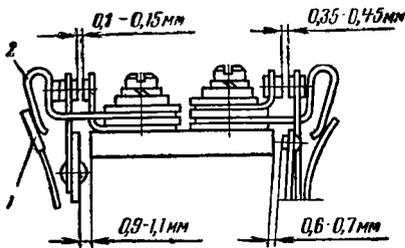


Рис. 73. Установочные зазоры двухступенчатого реле-регулятора, установленного на мотоцикле ижевского завода.

тельный стенд (модель 2214). При отсутствии таких приборов возможен только мелкий ремонт: зачистка контактов, проверка крепления клемм проводов, устранение внешних повреждений и установка нового регулятора.

Обгоревшие контакты зачищают при помощи тонкой стальной полоски толщиной не более 0,1 мм. Применение для этой цели надфилей, наждачной или стеклянной бумаги недопустимо.

Шунтовую обмотку регулятора проверяют путем подключения аккумуляторной батареи: одного конца к клемме R, а другого — к «массе» прибора. После этого легким нажатием приближают пластинки (якорьки) к электромагниту регулятора. При исправных шунтовых обмотках пластинки должны притянуться к электромагнитам. Если чистка контактов не дала положительных результатов, следует проверить зазоры между контактами регулятора.

Установочные зазоры двухступенчатого реле-регулятора мотоциклов «ИЖ» показаны на рис. 73.

Зазор между контактами регулятора должен быть равен 0,1 — 0,15 мм. Следует помнить, что при работающем двигателе нельзя замыкать одновременно между собой все три контакта регулятора напряжения, так как это может привести к порче регулятора.

При надобности напряжение можно отрегулировать за счет изменения натяжения пружины 1 вибратора путем подгибки регулировочного ушка 2 верхнего регулятора. При увеличении натяжения пружины напряжение будет увеличиваться и наоборот. Подгибать ушко угольника надо при неработающем двигателе.

Работа по регулированию требует определенного навыка и квалификации. Неумелое обращение с реле-регулятором может привести к порче других приборов электрооборудования, связанных с его работой.

тора, а лампочка должна автоматически выключаться. Если же контрольная лампочка продолжает гореть на более высоких оборотах двигателя, то это показывает на неисправность реле-регулятора.

Качественный ремонт реле-регулятора может быть произведен только при наличии специальных измерительных приборов. В гаражах с большим количеством мотоциклов для этой цели используют контрольно-измери-

Регулировка реле-регулятора Иж-РР-1

Зазоры между контактами регулятора напряжения должны быть 0,25—0,35 мм. Этот зазор регулируется путем подгибки держателя контакта. Зазор между якорем и сердечником регулируется смещением держателя контактов при ослабленных винтах и должен быть 0,6—0,8 мм.

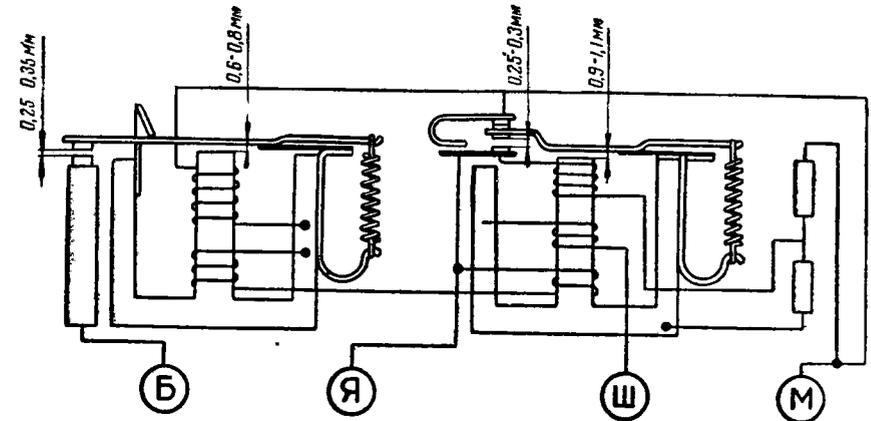


Рис. 74. Схема регулировки зазоров реле-регулятора ИЖ.

Между контактами реле зазор регулируют путем подгибания стойки контакта; он должен равняться 0,25—0,35 мм. При правильной регулировке зазоров включение реле должно происходить при напряжении 6—6,4 вольта.

Установочные зазоры показаны на рис. 74.

ЗАРЯДКА АККУМУЛЯТОРА

Для зарядки новых и капитально отремонтированных батарей электролит готовят в стеклянной, керамической или эбонитовой посуде.

При составлении электролита необходимо вливать мелкими мерными дозами серную кислоту в воду (а не наоборот), непрерывно помешивая стеклянной палочкой. Температура электролита во время его приготовления должна быть в пределах 15—25°C.

Во время работы надевают защитные очки, резиновые перчатки, резиновые сапоги и прорезиненный передник.

Для заливки новых аккумуляторных батарей электролит берется с плотностью по удельному весу 1,120. Такая плотность достигается смешиванием 112—115 см³ серной кислоты с одним литром воды.

При зарядке аккумуляторных батарей положительные клеммы батареи соединяют с плюсовой клеммой источника тока, а отрицательные — с минусовой.

Таблица 20

Потребное количество серной кислоты на 1 л дистиллированной воды при составлении электролита

Плотность электролита при 20°	На 1 л воды добавить серной кислоты плотностью 1,83 (л)	На 1 л раствора серной кислоты плотностью 1,40 добавить воды (л)	Содержание кислоты плотностью 1,83 в 1 л раствора (кг)
1,22	0,255	0,82	0,364
1,23	0,275	0,75	0,382
1,24	0,295	0,67	0,400
1,25	0,300	0,60	0,418
1,28	0,365	0,43	0,472
1,30	0,405	0,33	0,510
1,31	0,425	0,29	0,529
1,32	0,445	0,24	0,548
1,34	0,495	0,18	0,586
1,40	0,650	—	0,702

Зарядка новой батареи производится через 4—6 часов после заливки электролита и с открытыми заливными отверстиями аккумулятора.

Зарядать батарею нужно током, сила которого для первого заряда указывается в инструкции для данной батареи. Например, для батареи ЗМТ-14 сила тока при первой зарядке должна быть 2 а, а батареи ЗМТ-7 — 1 а.

Зарядка производится до достижения тока напряжения 2,25—2,4 в в каждой банке, признаком чего является выделение пузырьков

газа из электролита («кипение»). После этого сила зарядного тока снижается до 0,2 а, при которой продолжается зарядка еще 35—50 часов.

Перед окончанием зарядки при «кипении» электролита проверяют его плотность и в случае необходимости эту плотность доводят до нужного значения путем добавления дистиллированной воды или раствора электролита.

После проведения первого заряда до постановки батареи на мотоцикл надо дать один-два тренировочных разряд-заряда, причем разряд следует вести через лампочку заднего фонаря. Примерная продолжительность второго и третьего зарядов должна быть равна 24 часам.

Летом плотность электролита заряженной батареи должна быть 1,24, а зимой — 1,285—1,310.

ГЛАВА VII.

ПОДГОТОВКА КАРБЮРАТОРА К РАБОТЕ

ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ

Мощность карбюраторного двигателя зависит от количества воздуха, проходящего через него в единицу времени. Расход воздуха при прочих равных условиях тем будет больше, чем выше обороты коленчатого вала двигателя и чем меньше сопротивление потоку воздуха, проходящего через карбюратор. Следовательно, карбюратор спортивного двигателя должен обладать высокой пропускной способностью, а это зависит от диаметра диффузора. В мотоциклетных карбюраторах диффузора нет, и размер карбюратора принято определять по узкой части смесительной камеры, находящейся между дросселем и местом крепления карбюратора к патрубку (рис. 75) впуска горючей смеси в двигатель. Это место называют номинальным размером карбюратора.

Выбор карбюратора по размеру смесительной камеры существенно влияет на мощность и динамику мотоцикла и зависит от условий эксплуатации двигателя. Например, для работы двигателя на высоких оборотах карбюратор ставится с большим проходным сечением смесительной камеры, а для работы двигателя с переменным режимом по оборотам коленчатого вала, где нужна хорошая приемистость, карбюратор ставится с несколько меньшим размером смесительной камеры.

Международная Мотоциклетная Федерация для всех классов мотоциклов ограничивает постановку карбюратора по площади проходного сечения смесительной камеры, а именно: площадь поперечного сечения самого узкого места прохода смеси в карбюраторе не должна превышать величин, указанных в таблице 21.

Постановка двух карбюраторов на один цилиндр запрещается. С увеличением литровой мощности и появлением новых конструкций мотоциклетных двигателей в отдельных случаях делаются отклонения от утвержденных размеров, т. е. устанавливают карбюраторы несколько большего размера.

В таблице 22 приведены размеры карбюраторов мотоциклов, имеющих разное назначение.

Наибольшая мощность и скорость в значительной степени зависят от регулировки карбюратора, к которому предъявляются следующие требования:

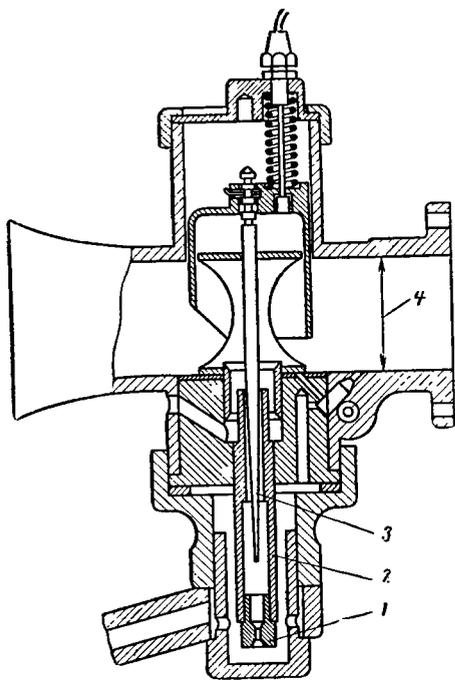


Рис. 75. Разрез карбюратора; 1—главный жиклер; 2—распылитель; 3—игла распылителя; 4—номинальный размер смесительной камеры карбюратора.

1. Обеспечить высококачественное приготовление горючей смеси, которое подразделяется на три этапа: распыливание топлива, испарение его в потоке воздуха и равномерное смешивание паров топлива с воздухом.

2. Автоматически поддерживать постоянное качество рабочей смеси при разных режимах работы двигателя.

3. Экономично расходовать топливо.

4. Обеспечить наибольшую мощность.

5. Обеспечить хорошую приемистость двигателя.

6. Сочетать простоту конструкции с удобной регулировкой и легкостью управления.

7. Уменьшить вес.

Карбюраторы, применяемые на мотоциклетных двигателях, удовлетворительно выполняют первое требование. В отношении прочих требований при подготовке к соревнованиям обращают внимание главным образом на возможность обеспече-

ния наибольшей мощности и хорошей приемистости. Экономичным же расходом топлива пренебрегают, так как при экономичном режиме нельзя получить наибольшую мощность и скорость. Регулировка на экономичный расход топлива производится только при обычной эксплуатации мотоцикла, а также при специальных соревнованиях на экономичность.

Для соревнований на скорость принято регулировать карбюратор на максимальную мощность и максимальное число оборотов.

РАЗБОРКА КАРБЮРАТОРА

Перед разборкой карбюратора рекомендуется тщательно изучить его работу по заводской инструкции или по другим источникам, ознакомиться со всеми деталями и установить их исправность,

проверить систему управления открытием и закрытием дроссельной заслонки и исправность бензопровода от бака к карбюратору.

Не снимая карбюратора, следует проверить работу поплавковой камеры, в которой уровень бензина обычно бывает на 1—2 мм ниже верхней кромки распылителя топлива или жиклера (в зависимости от конструкции карбюратора). Следует также проверить работу запорной иглы и герметичность самого поплавка; обнаруженные дефекты нужно устранить. Уровень топлива проверяют при помощи стеклянной трубки, с внутренним диаметром не менее 8 мм (рис. 76).

Во время разборки карбюратора необходимо; проверить упругость фиксирующих замков запорной иглы распылителя, состояние пайки концов троса; записать размер или производительность жиклера; прочистить фильтр и бензоотстойник; проверить состояние прокладки. Прилегание плоскости фланца карбюратора к головке проверяют на плите (особенно карбюратора, изготовленного из легких сплавов), так как фланец иногда деформируется вследствие неравномерной за-тяжки во время постановки.

Таблица 21

Ограничение размера карбюратора по рабочему объему одного цилиндра (по ФИМ)

Рабочий объем цилиндра не свыше (с.м ³)	Тип двигателя			
	Двухтактный		Четырехтактный	
	диаметр (мм)	площадь (мм ²)	диаметр (мм)	площадь (мм ²)
50	18	254	16	201
62,5	19,5	282	17,5	240
75	21	346	19	283
87,5	22	384	20	314
100	23	415	21	346
125	25	491	22	384
175	28	616	25	491
250	31	754	28	616
350	35	961	32	804
500	39	1194	36	1018

Таблица 22

Диаметры проходных сечений смесительных камер карбюраторов гоночных и спортивных мотоциклетных двигателей

Марка двигателя	Класс мотоцикла (с.м ³)	Число цилиндров	Число карбюраторов	Диаметр проходного сечения карбюратора (мм)	Назначение
CZ	125	1	1	28	Гоночный
C-125	125	1	1	27	"
ЯВА	250	2	2	28	"
ГРИВС	250	1	1	35	"
ГРИВС-25МНЛ	250	1	1	30	Кроссовый
НОРТОН	350	1	1	29	Гоночный
НОРТОН	500	1	1	37	"
БСА	500	1	1	35	Кроссовый
МАТЧЛЕС-680	500	1	1	30	"
ЭСО	500	1	1	36	Гаревый
ЭСО	500	1	1	32	Кроссовый
КР-5-ЦКЭБ	500	1	1	32	"

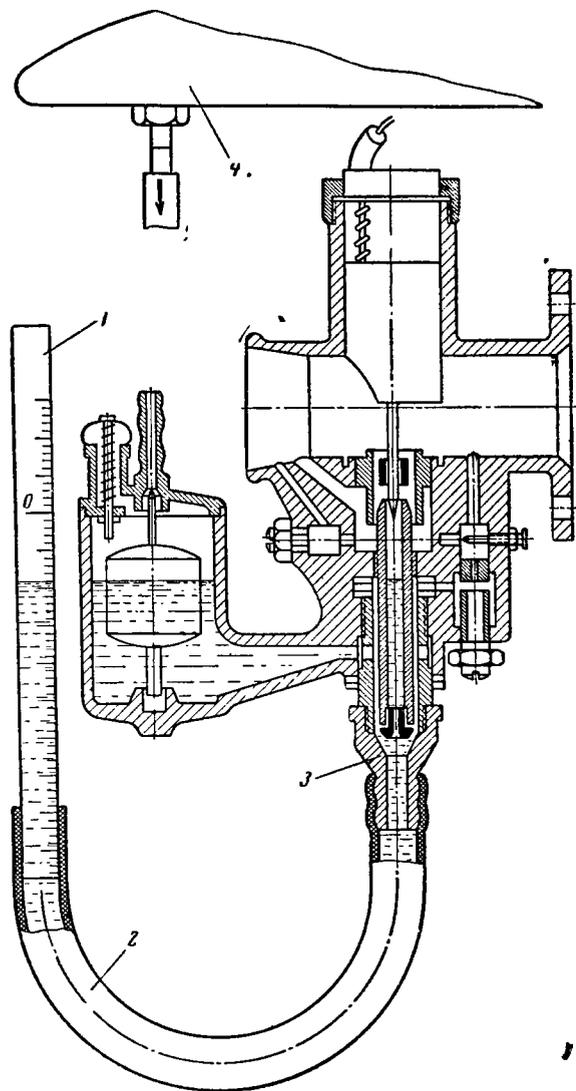


Рис. 76 Проверка уровня топлива в поплавковой камере карбюратора: 1—стеклянная трубка с внутренним диаметром не менее 8 мм; 2—резинная трубка; 3—специальный штуцер; 4—топливный бак.

При осмотре деталей карбюратора необходимо обратить особое внимание на плотность посадок всех стыковых соединений и сопряженных деталей, чтобы в системе карбюратора нигде не было подсосов, кроме основных каналов, конструктивно предусмотренных для этих целей. При наличии большого износа дроссельного золотника или пористости отливки корпуса карбюратор очень трудно поддается регулировке.

Устранив недостатки, следует заготовить и поставить прокладку для уплотнения из мягкого клингерита или из армированного полотна. Внутренние кромки прокладки должны точно совпадать с кромками впускного патрубка головки и фланца карбюратора. Подготовив и собрав карбюратор, можно предварительно проверить его работу на двигателе и затем приступить к регулировке.

РЕГУЛИРОВКА КАРБЮРАТОРА

Регулировка выбранного карбюратора производится путем изменения пропускной способности топливных и воздушных жиклеров, взаимно влияющих на расход топлива и на давление воздуха в каналах карбюратора. Регулировка совершается при помощи: винта малых оборотов двигателя на холостом ходу; винта упора дроссельного золотника; изменения положения высоты дозирующей конусной иглы; изменения высоты подъема золотника воздушного корректора; подбора главного жиклера; уровня топлива в поплавковой камере и подбора высоты среза дроссельного золотника со стороны входа основного воздуха в карбюратор.

Путем регулировки винта холостого хода достигают изменения качества смеси в пределах $1/8$ полного подъема дросселя. При дальнейшем подъеме дросселя от $1/8$ до $1/4$ давление воздуха повышается, вследствие чего поступление топлива из жиклера холостого хода почти прекращается. В этом пределе подъема дросселя качество смеси зависит от высоты среза передней части дроссельного золотника. При подъеме дроссельного золотника от $1/4$ до $3/4$ качество горячей смеси регулируется дозирующей конусной иглой, т. е. за счет увеличения кольцевой щели между распылителем топлива и конусом иглы. На рис. 77 схематично показаны диапазоны действия элементов регулировки в зависимости от величины подъема дроссельного золотника.

При подъеме золотника в пределах от $3/4$ до полного подъема влияние регулировочной иглы прекращается. В этом случае качество смеси зависит только от пропускной способности жиклера и положения воздушного корректора. Уровень топлива в поплавковой камере проверяют по мере надобности. Проверка необходима в случае изменения топлива, например, бензина на спирт.

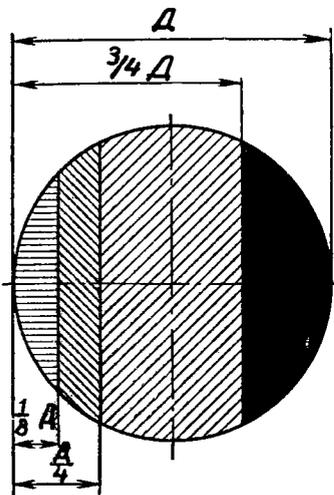


Рис. 77. Схема действия элементов регулировки карбюратора. Винт холостого хода влияет при поднятии золотника на $\frac{1}{8} D$. Величина выреза заслонки на входе воздуха в карбюратор влияет до $\frac{1}{4} D$ поднятия ее. Регулировка конусной иглы распылителя влияет приблизительно до $\frac{1}{4} D$ поднятой заслонки.

Затем начинают регулировку работы двигателя на малом газу. Для этого сначала упорным винтом, расположенным сбоку корпуса карбюратора, приподнимают дроссельный золотник до момента устойчивой работы двигателя на малых оборотах. После чего винтом качества смеси регулируют малые обороты коленчатого вала двигателя, добиваясь незначительного увеличения оборотов коленчатого вала.

У большинства стандартных карбюраторов винт качества смеси регулирует подачу воздуха к жиклеру холостого хода. Следовательно, в этом случае при завертывании винта уменьшается подача и давление воздуха, а расход топлива увеличивается; при отвертывании винта, наоборот, рабочая смесь обедняется. У карбюратора К-36 этот винт регулирует подачу смеси бензина с воздухом.

В связи с тем, что на процесс образования смеси в начальный момент открытия дроссельной заслонки взаимно влияют величина подъема дроссельного золотника и изменения положения винта качества смеси, то эту операцию регулировки повторяют до получения минимально устойчивых оборотов коленчатого вала двигателя. После регулировки малых оборотов оба винта окончательно

По принципу работы большинство карбюраторов на мотоциклетных двигателях мало отличаются друг от друга. Следовательно, способы регулировки и ее методика также почти одинаковы. Необходимо только соблюдать основное правило:

1. Перед началом регулировки карбюратора надо проверить исправность работы системы зажигания и хорошо прогреть двигатель.

2. Регулировать карбюратор надо с той воздушной и выходной системой, с которой будет эксплуатироваться мотоцикл, т. е. при наличии воздухоочистителя и глушителя.

Перед тем как приступить к регулировке карбюратора, проверяют исправность системы управления карбюратором. Проверку начинают с осмотра тросов и устанавливают зазор между наконечником троса и регулировочным штуцером в 1—2 мм при полностью закрытом дросселе золотника.

закрепляют контргайками. Затем пробуют двигатель на приемистость на холостом ходу и при езде.

На приемистость влияет величина выреза дроссельного золотника и положение дозирующей конусной иглы, закрепленной на дроссельном золотнике. Если при открытии дросселя возникают хлопки в карбюраторе, то это служит признаком наличия бедной смеси. В этом случае конусную иглу приподнимают на одно или два отверстия (заточки).

Признаком образования богатой смеси является: неравномерная работа двигателя при разгоне (двигатель работает вначале через такт), большой расход горючего, отложение нагара на изоляторе свечи. Для обеднения смеси конусная игла опускается.

Подбирают главный жиклер на испытательном стенде или путем проезда на мотоцикле на максимальной скорости. Следует заметить, что окончательная регулировка производится только в том случае, если двигатель прошел обкатку согласно установленным заводским нормам.

Проверка по максимальной скорости производится путем проезда на мотоцикле прямого горизонтального участка дороги длиной 0,5 км. В этом случае качество смеси определяют по состоянию контактов и изолятора новой свечи зажигания. С этой целью после проезда на максимальной скорости двигатель сразу останавливают посредством быстрого закрытия дросселя, выключения зажигания и сцепления. После этого свечу вывертывают для осмотра.

При правильно подобранном жиклере поверхность контактов и изолятора свечи должна быть без копоти. Если поверхность изолятора покрыта копотью, то это значит, что главный жиклер велик. Признаком бедной смеси является светло-серый с рыжеватым оттенком цвет контактов свечи. Хорошо отрегулированный двигатель с открытием дросселя, при раннем положении опережения зажигания должен мгновенно набирать обороты коленчатого вала. Если же при быстром открытии дросселя происходит задержка прироста оборотов, т. е. получается, как говорят, «провал» в скоростной характеристике, то это служит признаком неудовлетворительной регулировки карбюратора. Такой двигатель считается непригодным для соревнования. Чаще всего «провал» получается из-за неправильно установленной дозирующей конусной иглы, закрепленной на дросселе, или из-за малого уровня бензина в поплавковой камере.

На приемистость влияет высота выреза золотника. Поэтому во время регулировки полезно иметь два-три запасных, хорошо подогнанных золотника с разными высотами выреза. Из практики регулировки карбюраторов установлено, что чем меньше вырез, тем лучше приемистость.

У английских карбюраторов, предназначенных для постановки на спортивные и гоночные машины, высота выреза обозначается

номерными знаками 1-2-3-6. Номер показывает высоту выреза в дюймах: $\frac{1}{16}$, $\frac{2}{16}$, $\frac{3}{16}$ и т. д. Подбор высоты выреза зависит от выпускной системы. Без глушителя вырез дросселя делается больше, а с постановкой на конце выпускной трубы мегафона (с конусным расширением) вырез должен быть меньше. Окончательную доводку регулировки карбюратора перечисленными выше способами производят в действительных дорожных условиях на трассе соревнований.

РЕГУЛИРОВКА КАРБЮРАТОРА НА СИНХРОННОСТЬ РАБОТЫ

На двухцилиндровые двигатели ирбитского и киевского заводов устанавливаются два карбюратора. Карбюраторы этих двигателей регулируют с таким расчетом, чтобы оба цилиндра работали одинаково — как по числу оборотов, так и по мощности. Перед началом регулировки необходимо прочистить оба карбюратора и проверить исправность работы системы зажигания.

Предварительная подготовка по системе управления и порядок регулировки тот же, что и для одного карбюратора.

Регулировку синхронности работы обоих карбюраторов рекомендуется делать с приподнятым задним колесом мотоцикла, затем запустить двигатель и включить четвертую передачу. Проверка производится путем выключения одного цилиндра, снимая провод со свечи зажигания. Во избежание пробоя обмотки высокого напряжения, снятый провод рекомендуется соединить на массу, увеличить число оборотов двигателя до 30 км/час, включить другой цилиндр и отключить первый. Сравнивают работу цилиндров при одинаковой величине открытия дроссельного золотника. В случае неравенства работы цилиндров, по показанию спидометра, увеличивают или уменьшают подъем золотника путем вращения штуцеров на крышках карбюраторов. Добившись одинаковой работы карбюраторов, раздельно закрепляют контргайки штуцеров дросселя, а винты упора подводят к золотникам и законтривают контргайками. Таким же образом регулируют синхронность работы цилиндров с проверкой на ходу.

На мотоцикле ИЖ-Ю2 неравномерная работа цилиндров может быть вызвана несимметричной расточкой места постановки вставки (диффузора) в корпусе карбюратора. Вследствие этого при проходе воздушно-топливной смеси через смесительную камеру образуется завихрение смеси, снижающее наполнение одного из цилиндров.

ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА РЕГУЛИРОВКУ КАРБЮРАТОРА

Тепловой эффект от сгорания топлива в двигателе при прочих условиях зависит от качества карбюрации и состава смеси, т. е. от хорошего распыления и равномерного перемешивания паров топлива с воздухом.

Регулировка карбюратора для спортивных целей заключается главным образом в подборе состава смеси для применяемого топлива.

Состав смеси характеризуется коэффициентом избытка воздуха.

Карбюраторные двигатели, предназначенные для спортивных целей, обычно работают на богатых смесях, т. е. на таких, где количество воздуха, приходящегося на килограмм топлива, меньше теоретического (при $\alpha=0,75-0,85$).

Зависимость между количеством воздуха в смеси, приходящимся на один килограмм бензина, и коэффициентом избытка воздуха приведены в таблице 23.

Таблица 23

Зависимость между количеством воздуха (на 1 кг бензина) в горючей смеси и коэффициентом избытка воздуха

Показатели	Характеристика смеси					
	богатая		нормальная		бедная	
Количество воздуха, кг, приходящегося на 1 кг бензина	10,5	12,0	13,5	15,0	16,5	18,0
Коэффициент избытка воздуха	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2

Наиболее целесообразно подбирать состав смеси по максимальной мощности или скорости; это практически соответствует указанным коэффициентам избытка воздуха на богатой смеси. В карбюраторном двигателе состав смеси регулируется подбором сечения воздушных и топливных жиклеров, производительность которых зависит от ряда факторов. Основные из них следующие:

- род применяемого топлива;
- температура и вязкость топлива;
- конструкция выпускной системы;
- установка воздухоочистителя при входе;
- степень сжатия.

Для форсированных мотоциклетных двигателей в качестве топлива применяются бензин, бензол, толуол и спирты.

Теплотворность этилового спирта почти в два раза меньше, чем бензина. Поэтому для выполнения одинаковой работы требу-

ется значительно больше спиртового топлива, чем бензина. Следовательно, и сечение жиклера при работе на спиртовом топливе должно быть значительно выше. Сравнительные величины изменения жиклеров для разных видов топлив, выраженных в процентах, приведены в таблице 24.

Применение бензола и толуола до 25% практически не отражается на регулировке главного жиклера, а при большем количестве необходимо увеличить его пропускную способность.

С переменной температуры изменяется вязкость топлива, а это влияет на истечение топлива из жиклера. При понижении температуры воздуха смесь беднеет вследствие повышения вязкости топлива и увеличения плотности воздуха.

Таблица 24

Изменение размеров жиклеров в процентах в зависимости от вида топлива

Вид топлива	Изменение размера жиклера (%)
Бензин	100
Бензол	120
Толуол	125
Спирт этиловый	161,4
Спирт метиловый	221,6

Для возмещения этого обеднения необходимо увеличить диаметр жиклера настолько, чтобы сохранить наиболее целесообразный коэффициент избытка воздуха α , который обеспечивал бы наибольшую мощность при дан-

ных атмосферных условиях. Опытами установлено, что увеличивать диаметр жиклера в холодную погоду необходимо примерно на 3% на каждые 10° для коротких рабочих сечений жиклеров и на 4,5% на каждые 10° для удлиненных конструкций.

Пример. Определить диаметр жиклера при зимних условиях при температуре $t = -15^\circ$, если при $t = +15^\circ$ диаметр жиклера равен 1,5 мм.

Решение: определяется перепад температур:

$$t = +15^\circ - (-15^\circ) = 30^\circ;$$

$$30 : 10 = 3; 3 \cdot 3 = 9\%.$$

Диаметр жиклера будет:

$$1,5 \cdot 1,09 = 1,635 \text{ мм.}$$

Более резко это проявляется в конструкциях карбюраторов с удлиненными жиклерами, особенно при работе на спиртовом топливе вследствие резкого повышения его расхода. Поэтому при работе двигателя на метиловом спирте конусная игла не применяется.

Регулировку карбюратора следует производить с той выпускной системой, с которой предполагается участвовать на соревнованиях, так как эта система оказывает большое влияние на работу двигателя. Имеет значение для регулировки и наличие воздухоочистителя. Если снять воздухоочиститель (фильтр), то обычно

лучше наполняется цилиндр и поэтому, чтобы сохранить прежний состав смеси, необходимо увеличить жиклер. То же самое происходит, если снять глушитель. Особенно резко это проявляется при использовании конусообразного насадка (мегафона), который повышает коэффициент наполнения четырехтактного двигателя без наддува на 3—4%. Следовательно, если снимают воздухоочиститель и глушитель и ставят мегафон, то необходимо увеличить жиклер.

Повышение или понижение степени сжатия также влияет на расход топлива. При увеличении степени сжатия расход топлива уменьшается за счет эффективности его сгорания, и, следовательно, жиклер необходимо уменьшить.

На расход топлива (подбор жиклеров) влияют фазы газораспределения, поэтому при их изменении жиклер следует подбирать опытным путем. При этом возможно увеличение или уменьшение расхода топлива. Окончательно решать, насколько целесообразен тот или иной жиклер, следует после испытания мотоцикла на шоссе или на испытательном стенде.

Для двухтактного двигателя имеет значение и процентное содержание масла в топливе, так как при добавлении масла изменяется вязкость топлива. Поэтому сравнительную регулировку по мощности необходимо проводить только при одинаковой топливной смеси с одним и тем же сортом масла. Если же меняется сорт масла, например вместо минерального используется касторовое, то необходимо несколько увеличить жиклер, так как вязкость топлива повысится, а пропускная способность жиклера уменьшится. В результате за счет добавления или замены масла смесь может обедниться, двигатель перегреться, кольца подгореть и заклинить поршень.

Производительность жиклера зависит не только от диаметра калиброванного отверстия, но и от его длины, гладкости стенок, формы входной и выходной фаски и т. п. Поэтому прежде чем поставить новый жиклер, необходимо иметь сравнительные данные о его производительности.

Проверку пропускной способности жиклеров (тарировку) согласно ГОСТу 2095—45 производят водой под напором 1 м, при температуре 20°C в течение 1 мин.

При тарировке жиклеров необходимо выполнить следующее правило: проверяемый жиклер должен находиться в таком положении, чтобы вода через него протекала в том же направлении, в каком топливо протекает через этот жиклер в карбюраторе.

Схема простейшего прибора для тарировки жиклеров показана на рис. 78.

Примерные величины пропускной способности жиклеров в зависимости от диаметра рабочей части жиклеров приведены в таблице 25.

Небольшого изменения диаметра отверстия жиклера можно достигнуть конической разверткой. В случае надобности этой раз-

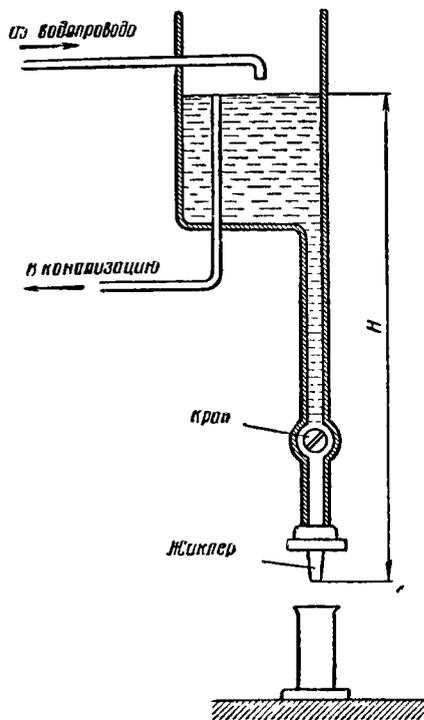


Рис. 78. Схема простейшего прибора для тарировки жиклеров: $H = 1000 \pm 5$ мм.

верткой увеличивают сечение жиклера, причем разницу между двумя жиклерами по диаметру можно определить по глубине прохождения развертки, вставленной в отверстие жиклера в направлении прохождения струи топлива. Сечение развертки в этом месте легко определяется штангенциркулем с точностью 0,1 мм.

Если необходим большой расход, то увеличивают размер калиброванного отверстия сверлом, а жиклер снова тарируют. Чем больше заготовлено жиклеров, тем точнее можно регулировать карбюратор. При этом необходимо записать производительность каждого жиклера и заготовить отдельную коробку для их хранения.

Ориентировочная производительность жиклера в зависимости от рабочего объема одного цилиндра при работе на бензине показана в табл. 26.

При работе двигателя на разных смесях производительность жиклера значительно

повышается. Кроме того, на подбор жиклеров карбюратора влияет и выпускная система, применяемая на спортивных двигателях.

В таблице 27 указана ориентировочная производительность жиклеров спортивных карбюраторов при работе на этих видах топлива.

Таблица 25

Зависимость между пропускной способностью жиклера и диаметром отверстия

Пропускная способность жиклера (см ³ /мин)	Диаметр отверстия	Пропускная способность жиклера (см ³ /мин)	Диаметр отверстия
160	0,85	300	1,18
180	0,90	340	1,26
200	0,95	380	1,34
220	1,00	420	1,42
240	1,05	460	1,49
260	1,09	500	1,55

Действительная пропускная способность жиклера зависит от разрежения, т. е. от перепада давлений в карбюраторе. Чем больше ставится карбюратор по номинальному размеру (под диффузору), тем меньше будет перепад в карбюраторе, тем с большей пропускной способностью надо ставить жиклер. Следовательно, с изменением размера карбюратора на одном и том же двигателе пропускная способность жиклера должна подбираться индивидуально. Это не значит, что и увеличится расход топлива. Расход топлива остается почти без изменения. В этом случае можно ожидать только ухудшения распыления топлива.

При регулировке карбюратора с дозирующей иглой площадь проходного сечения в верхней части распылителя должна быть примерно на 30—40% больше проходного сечения главного жиклера.

На карбюраторах К28Б и К28Д для спортивных целей диаметр распылителя увеличивается с 2,5 до 2,7 и 2,8 мм.

При работе двигателя на метиловом спирте (метаноле), как уже было сказано, дозирующая игла не применяется. Например,

Таблица 26

Ориентировочная производительность жиклеров при работе на бензине

Рабочий объем цилиндра (см ³)	Производительность жиклера (см ³ /мин)
125	190
175	220
250	270
350	380
500	420

Таблица 27

Ориентировочная производительность жиклеров при разных видах топлива и с различной выпускной системой (спортивный карбюратор)

Объем двигателя (см ³)	Относительная производительность жиклера (см ³ /мин)	Топливо	Примечание
350	425—450	50% бензина	С трубой и мегафоном
350	275—300	50% бензола	С глушителем
350	665	То же	
350	800	Спиртовое топливо с различн. процентом спирта	С трубой и мегафоном
350	900—950	Спирт этиловый	С различными иглами
350	1050—1150	Спирт метиловый	С трубой и мегафоном
490	525—550	50% бензина	С трубой и мегафоном
490	400	50% бензола	
490	735	50%	С глушителем
490	735	Спиртовое топливо с различн. процентом спирта	С трубой и мегафоном
490	950—1000	Спирт этиловый	С различными иглами
490	1200—1300	Спирт метиловый	С трубой и мегафоном

у карбюратора двигателя ЭСО-Д6 (гаревый) распылитель ставится с диаметром рабочей части 3,6—4 мм, а главный жиклер от 2,8 до 3,4 мм.

При работе на спиртовом топливе очень трудно судить о составе смеси по электродам свечи, так как спирты хорошо сгорают и при чрезмерно богатом составе горючей смеси. В данном случае правильная оценка может быть дана только по времени прохождения круга на тренировке, по бесперебойной работе двигателя на переходных режимах, по чувствительности двигателя при открытии дроссельного золотника.

При переходе с одного вида топлива на другое необходимо сравнить удельный вес топлив, так как изменение удельного веса топлива влияет на уровень его в поплавковой камере. Чем больше удельный вес топлива, тем тяжелее должен быть поплавок.

Потребный расход топлива зависит от температуры и барометрического давления; чем ниже температура воздуха, тем выше барометрическое давление, тем больший получается удельный вес воздуха, тем больший должен быть расход топлива.

Следовательно, изменение барометрического давления и температура воздуха влияют на регулировку карбюратора. Например, уменьшение давления на 25 мм рт. ст. снижает мощность на 3%. Мощность снижается и при повышении температуры воздуха, поэтому при испытании двигателя барометрическое давление приводится к стандартной атмосфере (см. главу 11).

ПОДБОР И МОНТАЖ КАРБЮРАТОРА ДЛЯ СПОРТИВНЫХ ЦЕЛЕЙ

Двигатели, предназначенные для дорожной эксплуатации, обычно снабжаются экономичными карбюраторами с относительно малым проходным сечением впуска воздуха. Для спортивных целей такой карбюратор ограничивает наполнение цилиндра двигателя. В связи с этим для спорта подбирают карбюратор большого размера или производят расточку смесительной камеры. В случае постановки карбюратора большего размера изготавливается новый патрубок под размер подобранного карбюратора. Наибольший эффект наполнения получается с прямым патрубком, наклонным потоком воздуха.

Длина патрубка подбирается экспериментальным путем, на чем мы остановимся более подробно.

Влияние длины впускного канала объясняется тем, что во впускном трубопроводе двигателя возникает колебательное волновое движение газового потока, в котором давление попеременно повышается и понижается. Частота этих волн зависит от диаметра и длины впускного канала.

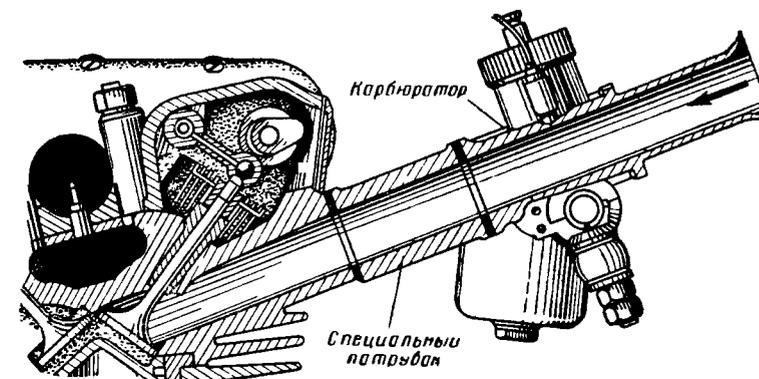


Рис. 79. Подбор длины впускного канала при помощи специального патрубка.

Задача механика и гонщика заключается в том, чтобы экспериментальным путем подобрать такую длину канала, при которой частота колебаний газа и повышение давления совпало бы с моментом открытия впускного клапана или окна. При совпадении этих моментов коэффициент наполнения резко возрастает, а мощность двигателя повышается.

Для четырехтактных двигателей длина канала замеряется от оси тарелки клапана до центра диффузора. Это расстояние подбирается путем изменения длины специального промежуточного патрубка (рис. 79) и колеблется в пределах от 160 до 200 мм.

Для двухтактных двигателей длина патрубка замеряется от зеркала цилиндра до центра диффузора. Например, для двигателей «ИЖ» рекомендуется длина патрубка не менее 80 мм, а для двигателей с рабочим объемом 125 и 175 см³ — 80—150 мм.

В карбюраторе, предназначенном для спортивных целей, увеличивают пропускную способность поплавковой камеры и всей системы питания. С этой целью в штуцере крышки поплавковой камеры увеличивают отверстие входа бензина сверлом диаметром 3,5—3,6 мм. Кроме того, рассверливают место запора бензина иглой с таким расчетом, чтобы пропускная способность поплавковой камеры обеспечивала расход бензинового топлива не менее 600 см³ в минуту.

В случае постановки новой запорной иглы, которая окажется тяжелее, необходимо будет проверить и отрегулировать уровень бензина в поплавковой камере (см. рис. 76) путем перестановки замка запорной иглы. Пропускная способность поплавковой камеры при работе на метаноле должна быть не менее 1300 см³ в минуту. Для того чтобы обеспечить столь высокий расход топлива, надо поставить поплавковую камеру большего размера или две камеры, что и делается на спортивных мотоциклах. При эксплуатации мотоцикла на метаноле топливный клапан и топливные трубки

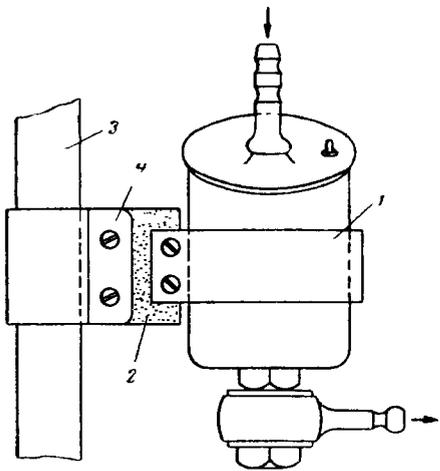


Рис. 80. Схема крепления поплавковой камеры отдельно от смесительной: 1—хомутки обжима поплавковой камеры; 2—упругая деритовая диафрагма; 3—труба рамы мотоцикла; 4—хомутки крепления поплавковой камеры на раме мотоцикла.

Избежание этого поплавковую камеру желательно установить отдельно от смесительной. Поплавковую камеру крепят к раме мотоцикла при помощи упругой резиновой диафрагмы (рис. 80), затем корпус поплавковой камеры обжимают железным хомутиком с толстой прослойкой губчатой резины.

Шланг бензопровода от поплавковой камеры до штуцера смесительной камеры устанавливают из гибкого материала с запасом по длине на случай чрезмерной вибрации двигателя. Смесительную камеру карбюратора желательно изолировать от передачи тепла, исходящего от головки цилиндра. Для этой цели между фланцем патрубка и головкой ставят толстую прокладку из теплоизоляционного материала (фибра, пластмасса и т. п.). На современных гоночных машинах часть всасывающего патрубка на расстоянии от места крепления к головке до смесительной камеры изготавливают из бензостойкой резины.

Если на входе воздуха в карбюратор не ставится воздухоочиститель, то необходимо поставить специальный расширяющийся насадок.

Для уменьшения сопротивления прохождению горючей смеси смесительную камеру и патрубок тщательно полируют. После сборки карбюратора все его резьбовые соединения должны быть зашплинтованы, законтрены гайками или закреплены специальными запорными устройствами.

устанавливают с проходным отверстием диаметром 4 мм. Отверстие в пробке бензобака, сообщающееся с атмосферой, должно быть также увеличено. Во избежание выплескивания топлива из бака на пробку припаивают изогнутую трубочку с внутренним диаметром 6 мм. На эту трубочку надевают шланг, конец которого выводят навстречу потоку воздуха.

Двигатели спортивных мотоциклов работают на повышенных оборотах коленчатого вала, вследствие этого усиливается вибрация двигателя, отчего нарушается нормальная работа поплавковой камеры, происходит перенаполнение ее и пенообразование топлива. Во

Если потребуется сменить тросы или оболочки, то это надо сделать с таким расчетом, чтобы рукоятка управления дроссельным золотником поворачивалась до упора, а трос имел некоторый запас хода при полном открытии золотника. Длина оболочек должна допускать повороты руля до отказа в обе стороны и не иметь при этом натяга. Это послужит предохранением от обрыва троса.

В современных мотоциклетных двигателях смесительные камеры карбюратора ставят наклонно, что обеспечивает повышение наполнения цилиндра за счет выпрямления потока воздуха. Это не значит, что всякий наклон карбюратора может принести пользу в этом отношении. Если конструкцией головки не предусмотрена наклонная установка его, то создание дополнительного колена только увеличит гидравлическое сопротивление на впуске.

УХОД ЗА ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМОЙ

Безотказность работы карбюратора и всей топливной системы зависит от своевременного ухода и правильной эксплуатации.

Нарушения исправности системы питания могут быть по следующим причинам:

1. Засорение бензопровода от бака к карбюратору.
2. Засорение топливного фильтра.
3. Засорение жиклера.
4. Попадание воды в поплавковую камеру.
5. Засорение в крышке поплавковой камеры отверстий, соединяющих камеру с атмосферой.
6. Прекращение подачи топлива вследствие засорения в бензопробке бака отверстия, соединяющегося с атмосферой.
7. Переполнение поплавковой камеры из-за неисправности поплавка или запорной иглы.
8. Загрязнение и плохое прикрытие дроссельного золотника вследствие отложения смол.
9. Неисправное управление дроссельным золотником.
10. Ослабление крепления фланца карбюратора или крышки дроссельного золотника.

Устранение большинства перечисленных неисправностей карбюратора не требует особых пояснений. Спортсмен и механик обязаны их своевременно предупреждать при эксплуатации мотоцикла. Для этого необходимо перед каждым соревнованием промыть топливный бак, прочистить бензофильтр, продуть воздухом бензопровод, разобрать и прочистить карбюратор, прочистить отверстия, сообщающие топливный бак и поплавковую камеру с атмосферой.

Заправку новым топливом нужно производить через воронку с металлической сеткой. Приготовлять смесь для двухтактных дви-

гателей следует сначала в отдельной посуде, а затем залить в топливный бак.

Ранее указывалось, что на процесс всасывания влияют наличие воздухоочистителя, устанавливаемого на входе в карбюратор, и выпускная система. Поэтому перед соревнованием воздухоочиститель необходимо промыть или сменить фильтрующий элемент. Выпускная труба и глушитель должны быть очищены от нагара.

При эксплуатации мотоцикла на метаноле следует иметь в виду, что спирт ядовит и способен растворять смолу, разъедает алюминий и оловянный припой. Поэтому по окончании гонок топливо из бензобака и из поплавковой камеры надо сливать. Во время заправки мотоцикла метанолом необходимо соблюдать осторожность во избежание попадания спирта на руки и на окрашенные детали мотоцикла.

ГЛАВА VIII.

ТОПЛИВО И СМАЗКА ДЛЯ СПОРТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

ТОПЛИВО ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ МОТОЦИКЛОВ

Требования, предъявляемые к топливу. Надежность работы и наибольшая мощность форсированного двигателя зависят не только от конструктивных данных, но в значительной степени и от качества применяемого топлива. Поэтому требования, предъявляемые к топливу, используемому для форсированного двигателя, должны быть более строгими по сравнению с дорожным двигателем.

Практика эксплуатации двигателей с высокими степенями сжатия показала, что целесообразность применения того или иного топлива определяется не только его антидетонационными качествами, но и некоторыми другими свойствами.

Топливо для форсированных двигателей должно обладать хорошими пусковыми качествами, не давать преждевременной вспышки, сгорать без детонации, иметь наименьшее нагарообразование, обладать физико-химической однородностью и стабильностью.

Химический состав топлива. Топливо состоит из различных соединений углерода и водорода; спиртовое топливо, кроме того, содержит кислород.

Нефтяные бензины, представляющие собой смесь жидких углеводородов, состоят в основном из 85% углерода и 15% водорода по весу. Углеводы по своему химическому составу разделяются на четыре группы: парафиновая, нафтеновая, непредельная и ароматическая.

Соединения, относящиеся к этим группам, обладают весьма различными физико-химическими свойствами. Поэтому антидетонационные и другие качества бензинов в основном зависят от процентного содержания в нем углеводородов той или иной группы, что, в свою очередь, зависит от качества нефти и от метода ее переработки (см. таблицу 28).

Таблица 28

Химический состав топлива

Топливо	Углерод (С)	Водород (Н)	Кислород (О)
Бензин	85,3	14,7	0
Бензол	92,3	7,7	0
Этиловый спирт	52,1	13,1	34,8
Метиловый спирт	37,5	12,5	50,0

Основными показателями, характеризующими качество топлива, являются: удельный вес, скрытая теплота испарения, теплопроводность, испаряемость и антидетонационные свойства.

Удельный вес. Удельным весом называется отношение веса топлива при температуре 20°C к весу того же объема воды при температуре 4°C и обозначается d_4^{20} . Удельный вес имеет значение только для сравнения топлива при переходе с одного вида на другой, например, с бензина на бензол и спирт. Изменение удельного веса влияет на уровень топлива в поплавковой камере, а также отражается на условиях истечения топлива из жиклеров карбюратора. Удельный вес бензинов составляет от 0,70 до 0,76, бензола—0,87.

Чем больше удельный вес топлива, тем тяжелее должен быть поплавок. Поэтому при переходе на более тяжелое топливо вес поплавка необходимо увеличить, чтобы предупредить объединение смеси.

Скрытая теплота испарения. Во время образования горючей смеси ее температура понижается. Это зависит от двух факторов: от величины разрежения во впускном патрубке карбюратора и от величины скрытой теплоты испарения применяемого топлива.

Скрытой теплотой испарения называется то количество тепла в больших калориях, которое требуется для превращения 1 кг топлива в пар (ккал/кг).

Температура топливной смеси во впускной системе снижается тем больше, чем большей скрытой теплотой обладает применяемое

топливо. Это свойство топлива используется как средство дополнительного охлаждения форсированных мотоциклетных двигателей. Кроме того, при понижении температуры топливной смеси увеличиваются весовой заряд ее и наполнение цилиндра, вследствие чего и повышается мощность двигателя.

Наибольшей скрытой теплотой испарения обладают спирты.

Таблица 29

Скрытая теплота испарения различных видов топлива

Наименование топлива	Скрытая теплота испарения (ккал/кг)
Бензин	75
Бензол	95
Толуол	90
Изооктан	75
Ацетон	125
Этиловый спирт	200
Метиловый спирт	260

Величины скрытой теплоты испарения для различных видов топлива указаны в таблице 29.

Теплотворность. Теплотворностью топлива называется то количество тепла в больших калориях, которое выделяется при полном сгорании 1 кг топлива (ккал/кг). Теплотворность различных видов топлива зависит от их химического состава.

Наибольшей теплотворностью обладают топлива нефтяного происхождения, наименьшей — спиртовые топлива, как это видно из таблицы 30.

Испаряемость. Испаряемостью топлива называется его способность переходить из жидкого состояния в парообразное. Оценка

Таблица 30

Теплотворность различных видов топлива

Наименование топлива	Теплотворность топлива (ккал/кг)	Теплотворность 1 м ³ горючей смеси при 15° С и при нормальном давлении (ккал/м ³)	
		Теплотворность	Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива
Бензин	10500	824	15
Бензол	10026	820	13,8
Толуол	10150	822	13,45
Этиловый спирт	От 6300 до 7100	821	8,5
Метиловый спирт	От 4600 до 5322	823	6,5

топлива по испаряемости производится в лабораторных условиях фракционной разгонкой на специальном аппарате. Основные требования к испаряемости топлива следующие: топливо должно обладать хорошими пусковыми свойствами; топливо не должно содержать большого количества трудно испаряющихся фракций, могущих разжижать масло и повышать нагарообразование в камере сгорания.

Антидетонационные свойства. Стойкость топлива против детонации оценивается так называемым октановым числом (о. ч.), для определения которого за эталон принимается смесь изооктана с

нормальным гептаном. Изооктан обладает высокими антидетонационными качествами, его октановое число условно равно 100. Нормальный гептан, наоборот, отличается весьма низкими антидетонационными качествами, его октановое число условно равно 0. Следовательно, смешивая в разных пропорциях изооктан с гептаном, можно получить топливо с октановым числом от 0 до 100. За октановое число принимаются процентное содержание (по объему) изооктана в эталонной смеси.

Например, если при испытании эталонное топливо состояло из 90% изооктана и 10% гептана, то испытуемое топливо, обладающее такими же антидетонационными свойствами, имеет октановое число 90. Октановые числа различных видов топлива приведены в таблице 31.

Таблица 31

Топливо	Октановые числа
Бензины:	
А-72	72
А-74	74
А-76	76
Б-90	90—95
Бензол	96
Толуол	100
Спирт этиловый	100
Спирт метиловый	Свыше 100

АНТИДЕТОНАТОРЫ

Для повышения октанового числа бензинов широко применяются антидетонаторы, состоящие из различных химических соединений. Антидетонаторы прибавляют к топливу в небольшом количестве и не изменяют регулировку карбюратора.

Самый эффективный антидетонатор — тетраэтилсвинец. По своим антидетонационным свойствам он в 600 раз сильнее высокооктанового топлива — бензола. Тетраэтилсвинец — бесцветная, маслянистая жидкость с удельным весом 1,64 и температурой кипения 200°. Под действием солнечного света тетраэтилсвинец разлагается: он легко растворяется в топливе и не растворяется в воде.

Тетраэтилсвинец имеет высокую температуру плавления, достигающую 880°, поэтому может отлагаться в головке цилиндра, на клапанах и на электродах свечи в виде твердого серого налета. Отложения свинца на электродах свечи могут вызвать короткое замыкание тока высокого напряжения.

Чтобы уменьшить отложения свинца в двигателе, тетраэтилсвинец применяется в смеси с бромистым этилом и монохлорнафталином, которые переводят окиси свинца, образующиеся во время сгорания, в соединения бромистого и хлористого свинца, легко уходящее с отработавшими газами, что уменьшает отложения свинца на клапанах и электродах свечи. Эта смесь называется этиловой жидкостью (Р-9); пары ее весьма ядовиты, поэтому для преду-

преждения обслуживающего персонала она окрашивается в красный цвет.

В качестве выносителя свинца применяется еще жидкость 1-ТС. В этой жидкости вместо бромистого этила добавляется дибромэтан.

Основным недостатком всех этилированных жидкостей считается малая их стабильность. При низких температурах дибромэтан кристаллизуется и выпадает из раствора, а бромистый этил имеет низкую температуру кипения. Поэтому при длительном хранении этилированного топлива в разных атмосферных условиях компоненты выносителя свинца уменьшаются. По этой причине надо стремиться использовать на спортивных двигателях топливо с высоким октановым числом, но с минимальным добавлением присадков.

Количество этиловой жидкости, необходимое для получения требуемого октанового числа, зависит от чувствительности топлива к тетраэтилсвинцу. Более чувствителен бензин прямой перегонки, менее чувствительны крекинг-бензин, бензол и толуол.

Основные недостатки бензола: большое содержание смол, гигроскопичность, т. е. способность поглощать воду, высокая температура замерзания. При 6°C в бензоле начинается кристаллообразование, могущее вызвать засорение бензинопровода и жиклеров карбюратора, вследствие чего применять бензол в зимнее время не следует.

Хорошим заменителем бензола является толуол, имеющий октановое число несколько выше, чем бензол, и температуру замерзания — 95°C. Учитывая большую разницу в температурах замерзания бензола и толуола, составляют бензол-толуоловую смесь, не замерзающую при низких температурах.

СПИРТОВОЕ ТОПЛИВО

Для высокофорсированных двигателей с успехом применяются этиловый и метиловый спирты, которые обладают следующими качествами: высокими антидетонационными свойствами, от которых зависит допускаемая предельная степень сжатия или давление наддува двигателя; высокой скрытой теплотой испарения, от которой зависит получение наибольшего коэффициента наполнения.

Основным недостатком спиртового топлива, как указывалось выше, является малая теплотворность. Но так как для сгорания спиртов требуется меньше воздуха, то количество топлива в данном объеме смеси будет значительно больше; от этого усиливается охлаждающее действие при его испарении. Положительным свойством спиртового топлива следует также считать его способность эффективно сгорать при очень богатых смесях $\alpha=0,5-0,6$. В ко-

нечном итоге получается большой охлаждающий эффект, повышаются коэффициент наполнения и среднее эффективное давление.

При применении 95-процентного этилового спирта температура смеси к концу сжатия снижается на 120°C по сравнению с бензиновым топливом, а наибольшая температура пламени снижается на 200°. Это свойство спиртового топлива очень ценно для форсированных двигателей, имеющих воздушное охлаждение.

Особенно полезно это свойство во время гонок в тяжелых условиях при сравнительно малой скорости, когда двигатель должен работать на больших оборотах, например, во время гонок по гравийной дорожке, ипподрому и др. В этих условиях воздушного охлаждения иногда бывает недостаточно, и тогда охлаждающие действия спиртового топлива имеют не меньшее значение, чем повышение мощности при его применении.

Испытания одноцилиндрового четырехтактного мотоциклетного двигателя с рабочим объемом 500 см³ без наддува, со степенями сжатия $E=7,7$ и $E=9,75$ при замене бензола-бензиновой смеси (60% бензола+40% бензина) этиловым спиртом показали, что мощность повышается на 13,7%.

При тех же степенях сжатия в случае применения метилового спирта мощность повышалась на 23,3%.

Этиловый и метиловый спирты дают возможность применять любую степень сжатия; наибольшая эффективность получается при степени сжатия от 9 и выше. Практика показывает, что за счет применения спирта, используя высокую степень сжатия, можно повысить мощность до 25%.

ТОПЛИВНЫЕ СМЕСИ ДЛЯ ВЫСОКОФОРСИРОВАННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Метиловый и этиловый спирты применяются не только в чистом виде, но и в смеси с другими компонентами. Процентное содержание их зависит от условий соревнования и степени форсировки двигателя. Иногда к спирту добавляют бензин, чтобы улучшить его пусковые свойства. Указанные в табл. 32 смеси 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 и 8, состоящие из спирта, бензола, бензина и других компонентов, обеспечивают работу двигателя без детонации и наибольшую его форсировку.

Главным компонентом этих смесей является метиловый спирт. При форсировании двигателя по числу оборотов применяются следующие присадки, ускоряющие процесс сгорания спиртовых смесей: нитробензол, нитрометан и нитропропан, обладающие сильными взрывчатыми свойствами (особенно нитрометан) и резко повышающими давление и температуру газов. С этими компонентами нужно обращаться осторожно. Добавление их в топливо следует ограничить в пределах от 5—15%, поскольку чрезмерное количе-

Таблица 32

Смеси	Допускаемая степень сжатия
Смесь № 1 Метиловый спирт 100%	13—15
Смесь № 2 Метиловый спирт 50% Бензин 50%	12—13
Смесь № 3 Метиловый спирт 80% Ацетон 15% Нитробензол 5%	15 и выше
Смесь № 4 Метиловый спирт 80% Бензол 10% Ацетон 10%	14—15
Смесь № 5 Метиловый спирт 75% Ацетон 10% Бензин 10% Нитробензол 5%	15 и выше
Смесь № 6 Метиловый спирт 86% Бензол 8,8% Нитробензол 4% Сернистый эфир 1,2%	12—13
Смесь № 7 Метиловый спирт 85% Ацетон 10% Нитропропан 5%	13—14
Смесь № 8 Метиловый спирт 60% Бензол 30% Бензол 10%	12—13

ство может привести к разрушению двигателя.

Недостатком спиртовых смесей является их предрасположенность к расслаиванию, особенно если в спирте имеется большой процент влаги. Чтобы обеспечить однородность смесей, применяют стабилизаторы, для чего используют ацетон, бензол, бутиловый спирт и др., причем ацетона добавляют до 10%, бензола до 30% и бутилового спирта до 15%. Кроме того, для метилового спирта хорошим стабилизатором является этиловый спирт. Стабильность смеси зависит главным образом от окружающей температуры и от количества спирта в смеси. Чем ниже температура и чем меньше спирта, тем больше должно быть процентное содержание стабилизатора. Стабильность смеси проверяют 2—3-часовой выдержкой пробы, налитой в стеклянную посуду. Если смесь при окружающей температуре не мутнеет и не расслаивается, то она считается пригодной.

ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ДВИГАТЕЛЯ НА СПИРТОВОМ ТОПЛИВЕ

Испарение любого топлива во впускной системе двигателя сопровождается понижением температуры горючей смеси. Например, при работе двигателя на бензине температура дроссельного золотника понижается на 20—30°. Спирты, обладая высокой скрытой теплотой испарения, могут создавать еще больший перепад температуры во всасывающем тракте. С одной стороны, это благоприятно сказывается на наполнении двигателя, создает компрессорный

«эффект», т. е. искусственный наддув, с другой стороны, может возникнуть опасность примерзания дроссельного золотника, обледенение распылителя и ухудшение распыления топлива.

Для предупреждения от возможного переохлаждения горючей смеси на головках цилиндра при работе на спиртовом топливе карбюратор надо ставить с коротким патрубком непосредственно на головку цилиндра с тонкой уплотнительной прокладкой.

Метиловый спирт обладает более высоким поверхностным натяжением. Следовательно, для его распыления требуется несколько большая скорость воздуха в диффузоре. Для этого нужно поставить карбюратор на 1—2 мм меньше по диаметру диффузора. Метиловый спирт имеет более низкую температуру самовоспламенения, поэтому при эксплуатации двигателя на этом топливе нужно ставить свечу зажигания с более высоким калильным числом (более холодную). Вследствие низкой теплотворной способности спирта его удельный расход получается в 2—3 раза больше бензина; в связи с этим ставится топливный бак большего размера.

Спирты обладают способностью растворять смолы, выделяющиеся из бензина, разрыхляют ржавчину и т. д. Поэтому перед применением спиртового топлива необходимо хорошо промыть всю топливную систему. Высокий расход топлива вызывает необходимость увеличить пропускную способность поплавковой камеры и всей топливной системы.

Чтобы уменьшить возможную коррозию от компонентов спиртовых смесей, нужно по окончании тренировки или гонок сливать топливо из всей системы питания, и особенно из поплавковых камер карбюратора.

МЕТОДИКА ПОДБОРА ТОПЛИВА

Выбор топлива, обеспечивающего бездетонационную работу, зависит прежде всего от величины степени сжатия и наддува. Существенное значение при этом имеют рабочий объем цилиндра, его конструкция и применяемый материал. Чем меньше рабочий объем цилиндра, тем большую степень сжатия можно использовать при том же топливе.

Согласно правилам проведения мотоциклетных соревнований для спортивных мотоциклов разрешается употреблять топливо, имеющееся в открытой продаже. Топливо для других видов мотоциклов регламентируется положением о соревнованиях. Для рекордных заездов допускается любое топливо. Если же спортсмену заранее известно, какое будет топливо, а другое применять запрещено, то в этом случае степень форсировки двигателя будет зависеть от детонационной стойкости топлива, т. е. от его октанового числа и от рабочего объема цилиндра. Примерная зависимость

между степенью сжатия и рабочим объемом одного цилиндра для топлива с октановым числом не ниже 90 дана в таблице 4.

Спиртовое топливо допускает любую технически целесообразную форсировку по степени сжатия. Если же выбор топлива не регламентируется положением о соревнованиях, то нужно выбирать топливо с некоторым запасом по октановому числу и с минимальной добавкой тетраэтилсвинца.

Преимущество использования топлива с запасом по детонационной стойкости состоит в снижении средней рабочей температуры цилиндра, что повышает надежность работы поршневой группы двигателя, особенно при временных перегрузках или недостатке охлаждения.

Для рекордных заездов, гаревых и ипподромных гонок явное преимущество имеет спиртовое топливо и спиртовые смеси.

В соревнованиях на большие дистанции эффективность спиртового топлива снижается вследствие большого расхода его по сравнению с бензином. В ряде случаев потеря времени на лишнюю заправку в пути не может быть компенсирована увеличением скорости. Поэтому во время тренировок необходимо уточнить расход спиртового топлива и подсчитать среднее время прохождения дистанции с тем, чтобы убедиться в целесообразности его применения.

Следует помнить правило: никогда не заливать новое топливо перед стартом без предварительной проверки его на тренировке.

СМАЗКА СПОРТИВНЫХ МОТОЦИКЛОВ

Назначение смазки и основные требования к маслу. Смазка используется для уменьшения потерь на трение и снижения износа взаимно перемещающихся сопряженных деталей машины.

Масло, находясь на рабочих поверхностях, вводится между ними и разъединяет их масляным слоем. В этом случае при перемещении деталей происходит трение внутри масляного слоя, называемое полным или «жидкостным».

Образование масляного слоя можно объяснить свойством масла вклиниваться между деталями. Например, при движении пластинки по смазанной поверхности другой детали образуется слой масла, разъединяющий рабочие поверхности пластины (рис. 81).

Более наглядно можно представить несущую способность масляного клина при вращении вала, показанного на рис. 82.

Масло, находящееся в верхнем зазоре валом и втулкой в состоянии покоя, при вращении вала уносится им и тем самым повышает давление в точках минимального зазора. В результате этого создается подъемная сила, вал как бы «всплывает» в масляном слое. При увеличении оборотов «клиновое действие» масляно-

го слоя возрастает, и вал занимает центральное положение в подшипнике.

Толщина слоя масла между трущимися поверхностями зависит от вязкости масла, скорости относительного движения поверхностей и давления на эти поверхности. Величина вязкости, в свою очередь, зависит от химического состава масла и температуры.

Вязкость измеряется в абсолютных, кинематических и условных единицах.

Вязкость жидкости, сопротивляющейся передвижению с силой, равной одной дине, принята за единицу абсолютной вязкости и имеет размерность $кг/сек/м^2$.

Кинематической вязкостью называется отношение абсолютной вязкости к плотности жидкости при той же температуре. Единица кинематической вязкости называется стоксом. Раз-

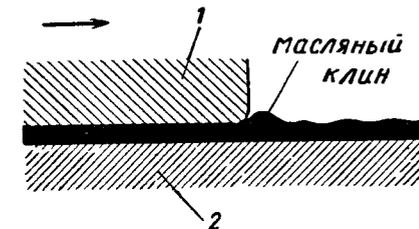


Рис. 81. Возникновение несущей способности масляного слоя при движении деталей: 1, 2—сопряженные детали.

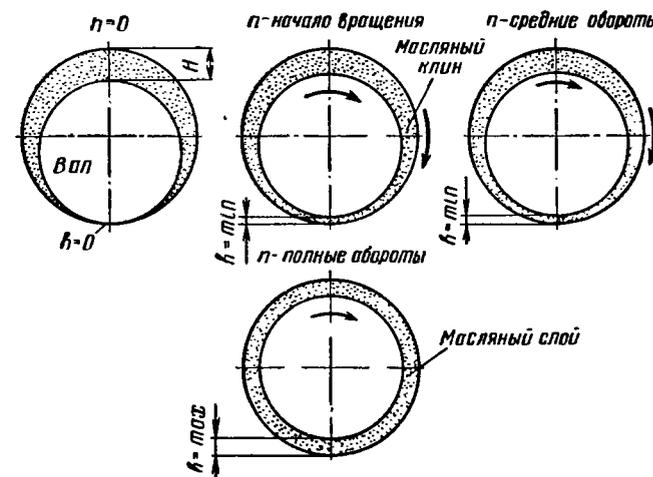


Рис. 82. Возникновение несущей способности масляного слоя при вращении вала в подшипнике: h — толщина масляного слоя; n — обороты вала; H — зазор между деталями.

мерность стокса — $см^2/сек$. Сотая часть стокса называется сантистоксом (сст).

Вязкость масла с повышением температуры понижается. При недостаточной вязкости масла наступает масляное голодание, что приводит к увеличению потерь на трение и износу деталей.

А с другой стороны, слишком высокая вязкость повышает механические потери и снижает мощность двигателя. Следовательно, величина вязкости масла должна находиться в определенных пределах, обеспечивающих получение жидкостного трения и минимальные потери на трение.

С повышением температуры масляный слой становится очень тонким и может только заполнить границы шероховатостей рабочих поверхностей деталей. Такой слой масла называют граничным слоем, прилипшим (адсорбированным) к трущимся поверхностям. Трение с таким слоем, называемое полусухим, происходит между поршнем и цилиндром, поршневым пальцем и втулкой, штоком клапана и направляющей втулкой и т. д. Полусухое трение способствует повышению температуры деталей. Чтобы снизить температурный режим двигателя, используют циркуляцию (прокачку) масла. В этом отношении прокачка масла в двигателе имеет не менее существенное значение, чем вязкость масла.

Оценивают вязкость масла в зависимости от температуры числом отношения вязкости при температуре 50°C к вязкости при температуре 100°C. Чем меньше это отношение, тем большая устойчивость вязкости масла к повышению температуры.

Масло для форсированных двигателей должно быть стабильным при высоких температурах. Чем выше температура вспышки масла при нагреве ее, тем оно лучше. При высокой температуре масло способно выделять смолы и пригорать, оставляя на поршне и кольцах тонкую пленку, кроме того, отлагать на головке цилиндра нагар. Оценивают масло по нагарообразованию в процентах коксуемости.

При понижении температуры масло застывает. Температура, при которой уровень масла в пробирке после ее наклонения на 45° остается неподвижным в течение 5 минут, называется температурой застывания масла.

Масла для двигателей

Для смазки мотоциклетных двигателей применяются главным образом минеральные масла. На форсированных двигателях используется касторовое масло и смесь касторового с минеральным (типа кастроль). К минеральным относятся все сорта автомобильных масел, отличающихся друг от друга вязкостью, температурой вспышки, коксуемостью, температурой застывания и рядом других свойств.

С целью улучшения различных свойств масел в настоящее время применяют присадки, часть которых перечислена ниже.

К маслам, имеющим малую вязкость (АК-6 и АК-10), добавляется полиизобутилен марки П-20, который повышает их вязкость при той же температуре. Такие масла обозначаются: АКЗ-6, АКЗ_п-10, АС_п-5 и т. д.

Присадка ЦИАТИМ-33, называемая моющей, при добавлении к маслу уменьшает отложение нагаров и лаков, предотвращает пригорание поршневых колец и выпадение осадков в камере. К маслам марок АКЗ_п-6, АКЗ_п-10, АС_п-5, АК_п-5, АС_п-9,5 и АК_п-9,5 она добавляется в количестве до 3%.

Буква «А» означает назначение масла, в данном случае для автомобилей и мотоциклов, снабженных двигателями с искровым зажиганием. Буква «З» показывает, что масло загущенное с присадкой, а буква «п», что масло содержит специальную присадку. Буква «К» означает кислотный способ очистки данного масла. Буква «С» указывает на селективный способ очистки масла. Цифры обозначают кинематическую вязкость масла, выраженную в единицах измерения вязкости в сантистоксах при 100°C. Например, обозначение масла АКЗ_п-10 следует понимать так: масло для двигателей с искровым зажиганием кислотной очистки, загущенное, с присадкой; вязкость масла при 100°C не менее 10 сст.

Касторовое масло, как уже было сказано, применяется для смазки высокофорсированных двигателей по степени сжатия. Положительное свойство касторового масла состоит в том, что оно выдерживает высокие удельные давления и обладает высокой температурой вспышки. К отрицательным свойствам этого масла относятся: повышенная кислотность, вызывающая ржавление деталей двигателя, выделение лакообразующей пленки, сильное загущение при низкой температуре и плохое смешивание с бензином. Поэтому при составлении смеси для двухтактного двигателя касторовое масло предварительно растворяют в бензоле, толуоле или спирте, а затем добавляют топливо из расчета 1:25 (4%).

Выбор сорта масла зависит от времени года; зимой необходимо применять специальные зимние сорта масел, которые не теряют текучести при низких температурах. Особенно это важно для двигателей с циркуляционной системой смазки, где имеются длинные и тонкие маслопроводные трубки.

На выбор сорта масла влияют конструктивные особенности двигателя. При этом следует помнить основное правило:

а) чем больше давление на трущиеся поверхности и меньше скорость их относительно перемещения, тем большей должна быть вязкость масла и, наоборот, чем меньше давление и больше скорость относительного перемещения трущихся поверхностей, тем вязкость должна быть меньше;

б) в зависимости от степени изношенности двигателя при увеличении величины зазоров необходимо применять более вязкое масло.

Это значит, что для высокооборотных двигателей должны использоваться менее вязкие сорта масел, а для двигателей, работающих на меньших числах оборотов коленчатого вала и имеющих высокие удельные давления, — более вязкие сорта масел.

Из имеющихся в продаже сортов масел для мотоциклетных дви-

гателей в летнее время рекомендуется применять масло АК-10 и АК-15, а в зимнее время — АК_п-6. Масло СУ можно использовать для четырехтактных двигателей в зимнее время. Для форсированных двигателей летом применяются авиационные масла (МС, МК, МС-20, МС-22) и дизельные масла (Д_п-8 и Д-11). Эти сорта считаются лучшими для двухтактных двигателей. Для двигателей со степенью сжатия выше 12 надо применять касторовое масло или типа кастроль.

СМАЗКА ДВУХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Двухтактные двигатели смазывают маслом, смешанным с топливом. Чтобы обеспечить хорошую приработку во время обкатки двухтактного двигателя, составляют смесь в пропорции 1:20 по объему (0,5 л масла на 10 л бензина). При нормальной эксплуатации должна быть смесь в пропорции 1:25 (0,4 л масла на 10 л бензина). Готовить смесь рекомендуется в отдельной чистой посуде. Ее следует хорошо смешать, а затем залить в бензобак. Для тяжелых кроссовых соревнований иногда содержание масла в топливе увеличивают до 6%.

Необходимо строго выдерживать процентное содержание масла в топливе и не допускать заправки приблизительно — на глазок, так как количество масла в топливе влияет на вязкость его, а следовательно, и на регулировку карбюратора.

Перед стартом следует хорошо взбалтывать топливную смесь в баке и спустить отстой топливной смеси из поплавковой камеры карбюратора.

Во время стоянки мотоцикла топливный краник обязательно должен быть закрытым.

После гонок необходимо соблюдать следующее правило: если двигатель во время гонок смазывали касторовым маслом, то после гонок во избежание коррозии нельзя оставлять масло и топливо в мотоцикле на длительное хранение. В этом случае необходимо слить топливную смесь, залить новую смесь, составленную с минеральным маслом и дать поработать двигателю 10—15 минут.

Особенности смазки четырехтактного двигателя изложены в главе III.

ПРОСТЕЙШИЕ СПОСОБЫ ПРОВЕРКИ КАЧЕСТВА МАСЛА

1. Свежее масло без присадки имеет цвет, изменяющийся от светло-желтого до зеленовато-коричневого с синеватым отливом.
2. Масло с присадками более темного цвета.

3. При сливании свежего масла из кружки в струе не должно наблюдаться комков и сгустков.

4. При растирании нескольких капель масла между пальцами руки не должно обнаруживаться заметных на ощупь твердых частиц. Наличие их указывает на содержание в масле механических примесей.

5. Для проверки качества масла, находящегося в картере двигателя, пользуются маслоуказательным стержнем. С этой целью стержень вытирают начисто, а затем ставят его на место и вынимают для осмотра. Масло на стержне не должно быть слишком потемневшим; отметки на стержне должны быть отчетливо видны через масляную пленку. В противном случае масло надо сменить.

КОНСИСТЕНТНЫЕ СМАЗКИ

Для смазки некоторых узлов и деталей мотоциклов применяют консистентные смазки (солидолы), представляющие собой, в отличие от смазочных масел, нетекучие мазеобразные продукты.

По сравнению с маслами консистентные смазки более сложны и многокомпонентны. Кроме минерального масла, в их состав обязательно входит еще так называемый загуститель, сообщающий смазкам мазеобразную консистенцию.

Эти два компонента — минеральное масло и загуститель — являются главными, но, кроме них, еще добавляют стабилизаторы для предотвращения отслаивания загустителя от масла при хранении и применении смазок. В качестве загустителей используют мыла, представляющие собой соли различных жирных кислот, а также парафин и другие твердые углеводороды. Для смазки используют компоненты, приготовленные на мыльных загустителях. Эти смазки подразделяются на жировые и синтетические.

Жировыми смазками называют такие, для сгущения которых использованы мыла, приготовленные на животных жирах или на растительных маслах (ГОСТ 1033-51); синтетическими — такие, которые загущены мылами, полученными путем окисления и последующего омыления парафина и других нефтепродуктов (ГОСТ 4366-56). Для смазки мотоциклов широко применяются универсальные среднеплавкие смазки, солидолы жировые (УС) и синтетические (УС_с).

Наиболее мягкими являются пресс-солидолы УС-1 и УС_с-1, более загущенными — солидолы УС-2, УС_с-2 и УС-3. Загущенные солидолы применяются летом, а мягкие — зимой.

Для смазки задней цепи употребляется графитная смазка УС_с-А (ГОСТ 333-55); она добавляется в количестве 5—10% к солидолу.

Чтобы смазать подшипники качения, используют смазку 1-13 (ГОСТ 1631—52), температура плавления ее—120°C, а по консистенции она близка к солидолу УС-2.

ГЛАВА IX.

ПОДГОТОВКА СИЛОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

Крутящий момент от двигателя к ведущему заднему колесу мотоцикла передается силовой передачей.

В мотоцикlostроении применяют две системы силовой передачи — цепную и карданную (рис. 83 и 91).

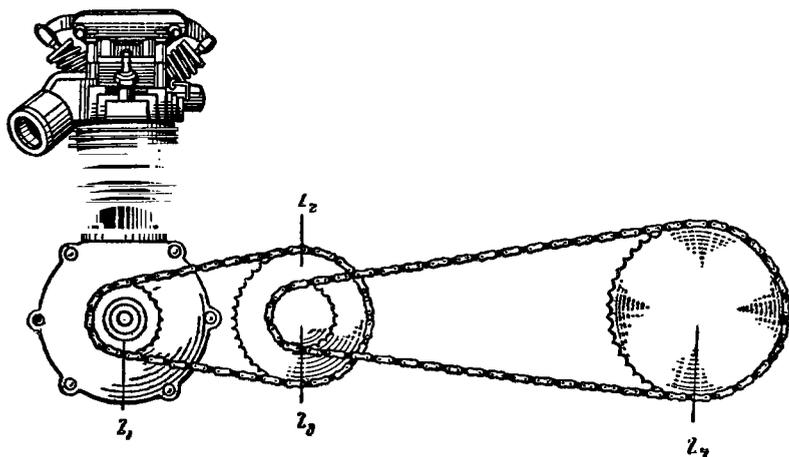


Рис. 83. Схема силовой передачи мотоцикла (цепная).

Силовая передача состоит из комплекса механизмов: дискового сцепления, коробки передач, цепей или карданного вала с главной передачей.

Надежность работы мотоцикла и спортивные результаты во многом зависят от качества подготовки силовой передачи.

ПОДГОТОВКА ДИСКОВОГО СЦЕПЛЕНИЯ

Сцепления бывают двух видов: сухое, работающее без смазки, и сцепление, работающее в масле. Сухое сцепление используется для мотоциклов ирбитского и киевского заводов, фирмы ЭСО и др. Сцепление, работающее в масле, применяется на большинстве мотоциклов с двухтактным двигателем.

В механизме сцепления могут быть три основных дефекта: пробуксовка, неполное включение и сцепление совсем не включается.

Пробуксовка может происходить по следующим причинам:

- неправильно отрегулирован червяк винтом холостого хода;
- заедание рычага сцепления в кронштейне;
- изношены ведущие диски;
- залито масло слишком большой вязкости (густое масло, сцепление масляное);
- ослабли пружины сцепления;
- диски замаслены (при сухом сцеплении);
- заедание червяка выжима сцепления в правой крышке картера;
- заедание троса в оболочке.

Устранить эти дефекты можно путем регулирования рычага сцепления, добиваясь того, чтобы он имел легкость хода и регулировки хода червяка или поставить новый трос сцепления. Если эти дефекты внешней регулировкой не устраняются, сцепление следует разобрать.

После разборки сцепления нужно проверить в первую очередь состояние пружины и пластмассовых дисков. Пружины должны быть одинаковой высоты. Ослабленные пружины и изношенные диски заменяются новыми.

Сцепления мотоциклов «ИЖ» разбирают в следующем порядке: сливают масло из картера и снимают левую крышку картера; отвертывают фасонные гайки нажимных пружин, вынимают пружины с колпачками, снимают нажимный диск и диски сцепления.

После выполнения этих операций устраняют имеющиеся на деталях дефекты, защищают заусенцы на шлицах и дисках и заменяют износившиеся диски.

Перед сборкой сцепления необходимо проверить, чтобы звездочки кривошипа и наружного барабана находились в одной плоскости. В противном случае необходимо устранить неисправность путем изменения толщины регулировочных колец или шайб, прокладываемых под распорную втулку. В конструкциях мотоциклов, где коробка передач устанавливается отдельно от двигателя, однолинейность расположения звездочек регулируют поперечным смещением крепления коробки передач.

Дисковое сцепление мощного мотоцикла ЭСО-500, предназначенного для гаревых и ледяных гонок, должно осматриваться перед каждым соревнованием. Регулировку и равномерность пред-

варительного нажатия пружины сцепления замеряют по высоте нажатия (в мм). Если же при выжиме сцепления наружный выжимной диск все же перекашивается, то этот дефект следует устранить регулировкой винтов пружин.

На мотоциклах М-72, М-62, К-750 и др. замазливание дисков может произойти вследствие износа уплотнительного сальника или от чрезмерного излишка масла в двигателе. В этом случае перед тем как разбирать сцепление, надо попытаться устранить дефект путем промывки дисков бензином в собранном виде и прочистить сливное отверстие для масла, находящегося в нижней части картера сцепления. Бензин заливают через отвернутую шпильку крепления упора динамо. Если же промывкой не удалось устранить пробуксовывание, то необходимо снять коробку передач и разобрать сцепление. Перед сборкой все детали сцепления промывают в бензине, затем их измеряют и осматривают по следующим нормативам:

- боковое биение ведомого диска не более 0,6 мм, ширина шлицевых пазов ступицы этого диска — не более 4,15 мм;
- коробление ведущего промежуточного диска не более 0,10 мм, толщина диска не менее 2,48 мм;
- коробление ведущего нажимного диска не более 0,10 мм, толщина его не менее 3,38 мм;
- коробление ведущего упорного диска не более 0,10 мм, толщина его не менее 3,18 мм;
- расстыание от торцов пальцев сцепления до накладки ведомого диска — 2—2,5 мм.

Диски, отвечающие указанным техническим нормам, но имеющие цвета побежалости, к сборке допускаются.

Износ рабочих поверхностей нажимного и упорных дисков и задиры на них ремонтируют путем шлифовки на шлифовальном станке. Пригодность их по толщине определяют по приведенным выше нормам.

Износившиеся накладки еще до обнажения головок заклепок следует заменить новыми.

При замене фрикционных накладок следует высверлить старые заклепки (не повредив отверстия в диске) и снять изношенные накладки, затем проверить диски на коробление и приклепать к ним новые фрикционные накладки.

Отремонтированные диски с фрикционными накладками проверяют индикатором. Допускается общее отклонение индикатора относительно оси: на диаметре 175 мм на обеих сторонах диска не более 0,5 мм.

Причиной буксования дискового сцепления может быть ослабление пружины, которую следует заменить или подложить под них шайбы. Все шайбы, подкладываемые под пружины, должны быть подобраны по весу с точностью до 1 г. Разный вес шайб ухудшит уравновешенность двигателя, особенно при работе его на больших оборотах.

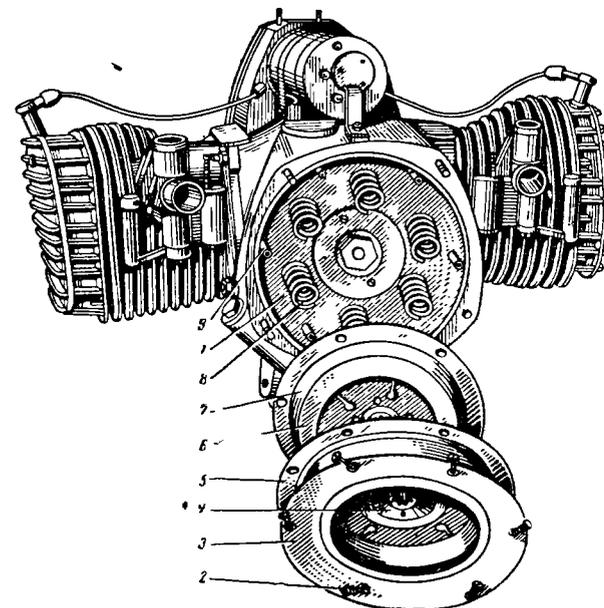


Рис. 84. Установка сцепления: 1—маховик; 2—винт; 3—диск ведущий упорный; 4—диск ведомый в сборе с маслоотражателем; 5—диск ведущий промежуточный; 6—диск ведомый в сборе; 7—диск ведущий нажимной; 8—пружина; 9—палец маховика.

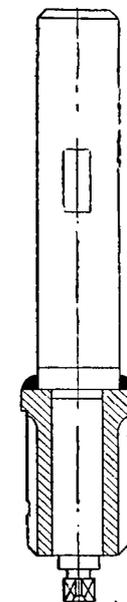
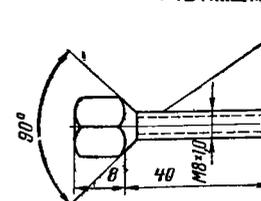
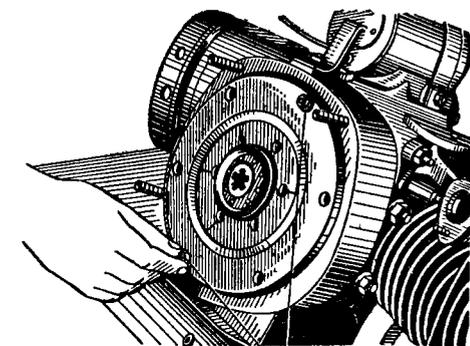


Рис. 85. Оп-
равка для
сборки сцепления мо-
тоцик л о в
ирби т с ко-
го и киев-
ского заво-
дов.

Основными дефектами системы выключения сцепления являются: износ отверстия в рычаге сцепления, забойны ползуна на плоскости под шарик, коробление штока выключения сцепления, развальцовывание торца штока или скручивание квадрата. Детали системы включения сцепления допускаются к постановке после исправления или же заменяются новыми.

Места развальцовки, шероховатость канавок под шарик и заусенцы зачищают и полируют.

Рис. 86. Сборка муфты сцепления: 1—два специальных удлиненных винта.



Собирают сцепление в следующем порядке: в гнезда маховика вставляют шесть пружин и последовательно накладывают диски: ведущий нажимный, ведомый в сборе, ведущий промежуточный, ведомый в сборе с маслоотражателем и ведущий упорный.

При установке нажимного диска необходимо совместить метки, нанесенные на обод маховика и нажимном диске. Порядок установки деталей сцепления показан на рис. 84.

Диски центрируют по шлицевым пазам специальной оправкой, изготовленной из конца первичного вала коробки передач (рис. 85).

Для сборки сцепления изготовляют два специальных винта с удлиненной резьбой и с шестигранной головкой (рис. 86). Этими винтами, установленными с противоположных сторон, предварительно поджимают диски до тех пор, пока появится возможность завернуть в резьбу четыре основных винта.

Специальные два винта заменяют основными, завертывают до конца и раскернивают.

После сборки сцепления коробку передач присоединяют к двигателю.

ПОДГОТОВКА КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

Основными дефектами коробки передач могут быть: выскакивание передач на ходу, трудное переключение, шум в коробке передач и нарушение герметичности картера. Эти неисправности устраняются регулировкой механизма переключения передач, подтяжкой винтов крышек и регулировкой механизма сцепления. Если же внешней регулировкой не удастся устранить эти дефекты, то коробку передач следует разобрать.

Перед выполнением этой операции необходимо ознакомиться с заводской инструкцией устройства коробки и заготовить приспособлениями, облегчающими регулировку и сборку механизмов.

Для сборки коробки передач мотоциклов «ИЖ» при доставке вторичного вала с роликами в коробку передач используется вспомогательная трубка, показанная на рис. 87.

В тех случаях, когда в механизме коробки передач заменяется много деталей, надо убедиться в правильности действия механизма переключения и полноты зацепления зубьев на всех передачах. Для этой цели коробку передач собирают без правой половинки основного картера двигателя. Вместо нее ставят четыре распорные трубки (рис. 88), длина которых равна 42 мм, т. е. равняется высоте правой половинки картера.

Собранная таким образом коробка передач дает возможность наглядно проверить правильность переключения передач, уточнить при помощи шупа, где и какую надо будет поставить шайбу и т. д.

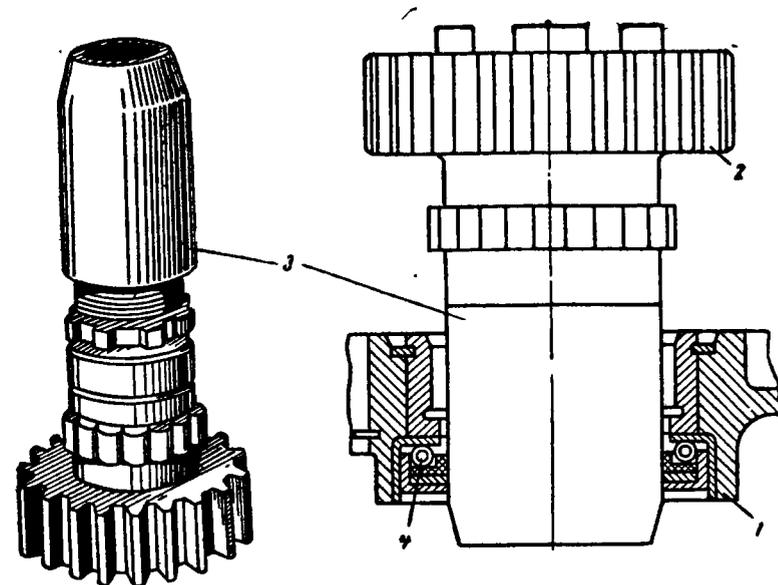


Рис. 87. Установка шестерни вторичного вала в коробку передач мотоциклов «ИЖ»: 1 — боковая крышка коробки передач; 2 — шестерня вторичного вала; 3 — вспомогательная трубка; 4 — сальник.

У мотоциклов М-72 и др. механизм переключения передач регулируют двумя винтами, расположенными на левой крышке картера коробки передач. Сущность регулировки заключается в том, чтобы ввертыванием или вывертыванием винтов установить сектор переключения так, чтобы фиксирующие лунки сектора на всех передачах точно доходили до шарика фиксатора.

При правильно отрегулированном механизме переключения передач должна быть обеспечена синхронность действия ножного и ручного рычагов переключения. Порядок действия регулировочными упорными винтами показан на рис. 89.

Более совершенным способом регулировки системы переключения передач считается способ с применением специальной крышки картера с вырезом окна для наблюдения за положениями сектора и фиксатора. Для этой цели используется за-

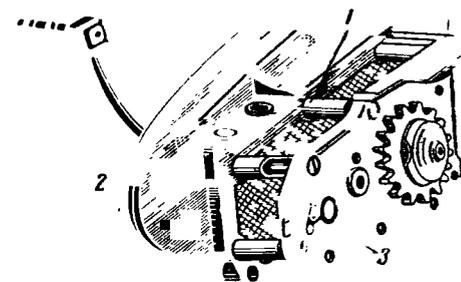


Рис. 88. Картер коробки перемены передач мотоциклов «ИЖ», собранный с распорными трубками: 1 — распорная трубка; 2 — крышка картера; 3 — крышка коробки передач.

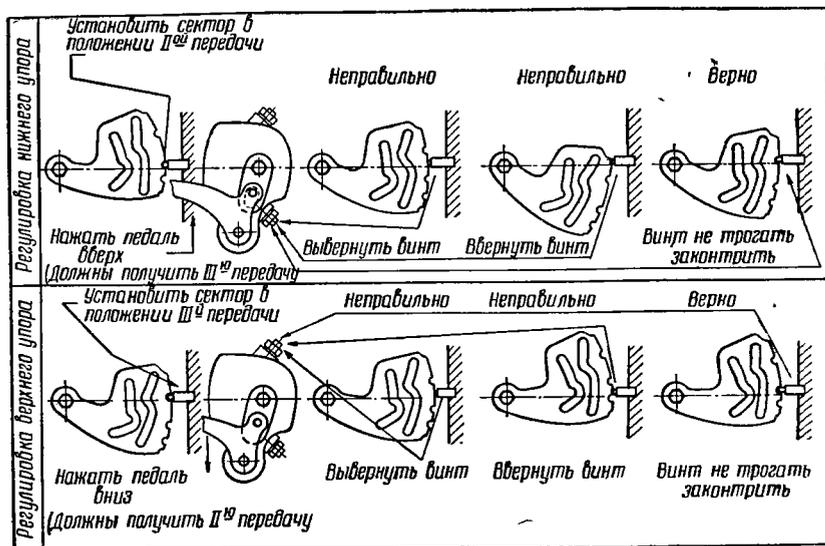


Рис. 89. Регулировка механизма переключения передач.

пасная крышка картера с валиком ручного переключения передач.

В крышке, как это показано на рис. 90, вырезают окно с таким расчетом, чтобы можно было видеть положение сектора и фиксатора при переключении передач. Через это окно можно одновременно видеть полноту выключения кулачков передач и совпадение фиксатора с замком сектора.

Для проверки качества сборки коробки передач ниже приведены зазоры основных узлов.

Монтажные зазоры в коробке передач мотоциклов К-750, М-61 и М-72 (мм)

Радиальный зазор у посадочного гнезда между вилкой переключения передач и валиком вилки	0,03—0,25
Радиальный зазор между вилкой переключения передач и пазом муфты переключения	0,40—0,78
Осевой зазор между сектором переключения и вилками переключения передач	0,2—0,7
Осевой зазор между торцом шестерни четвертой передачи и буртом первичного вала, не более	0,05

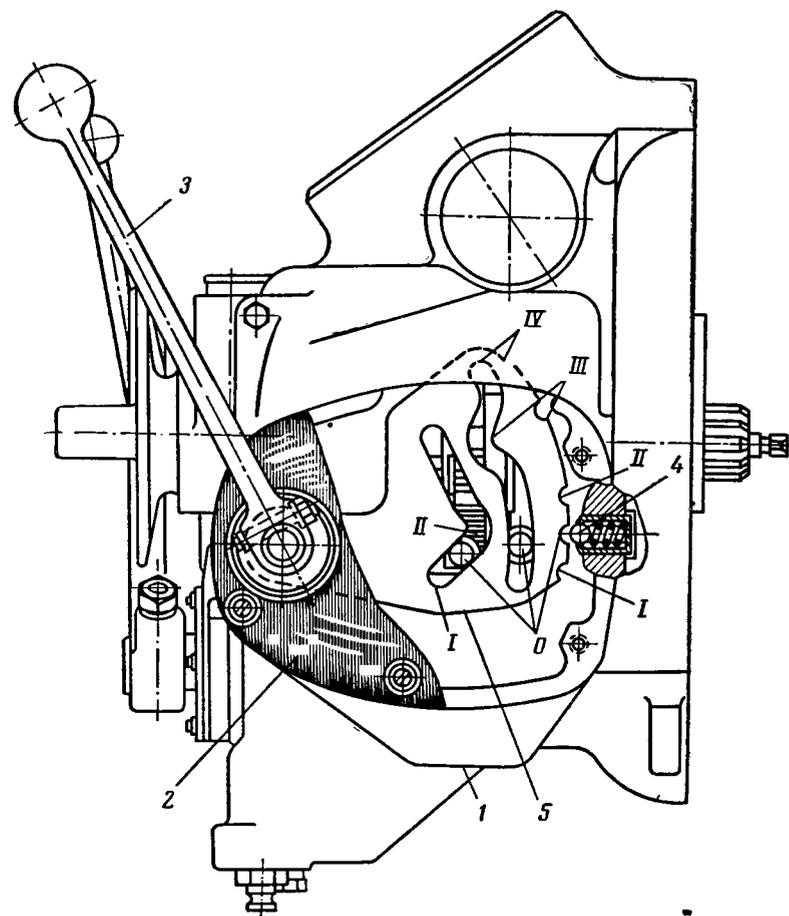
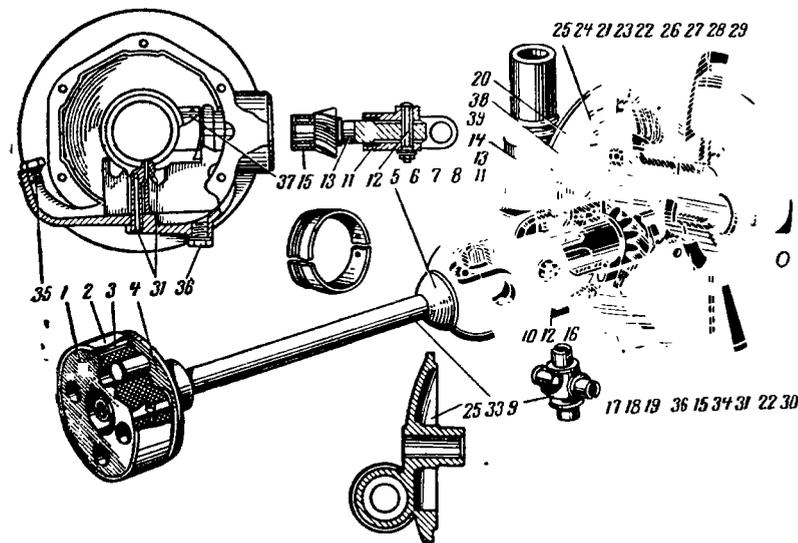


Рис. 90. Постановка специальной крышки с вырезом отверстия для наблюдения за полнотой включения передач: 1 — картер; 2 — вспомогательная правая крышка; 3 — рычаг ручного переключения; 4 — шарик фиксатора; 5 — сектор переключения (римскими цифрами обозначены положения сектора на разных передачах).

Осевой зазор между боковыми плоскостями упорного кольца вторичного вала и буртом вторичного вала, не более	0,05
Радиальный зазор между шестернями вторичного вала и втулками вторичного вала	0,4 —0,20
Осевой зазор между шестерней четвертой передачи вторичного вала и передней маслоотбойной шайбой	0,205—0,43

Осовой зазор между шестерней второй и третьей передач вторичного вала	0,256—0,590
Осовой зазор между шестерней первой передачи вторичного вала и задней маслоотбойной шайбой	0,215—0,470
Радиальный натяг между шарикоподшипником и вторичным валом	0,027
Радиальный зазор между валом пускового механизма и рычагом пускового механизма, не более	0,2
Радиальный натяг между роликоподшипником и первичным валом	0,027
Радиальный натяг между шарикоподшипником и первичным валом	0,027
Радиальный натяг между шарикоподшипником и первичным валом	0,027
Радиальный зазор между собачкой пускового механизма и осью собачки	0,21—0,95



РЕМОНТ ГЛАВНОЙ ПЕРЕДАЧИ МОТОЦИКЛОВ К-750 И М-62

Главная передача состоит: из картера редуктора с ведущей шестерней, крышки картера редуктора с ведомой шестерней, карданного вала, сальника картера редуктора и тормозных колодок (рис. 91).

Основными дефектами главной передачи являются: трещина и выбоины на крышке картера; износ ведущей и ведомой шестерен; разрушение подшипников; пропуск у сальника, запрессованного в гайку подшипника, трещины в вилке карданного вала, износ игл подшипников кардана; износ вкладышей ступицы ведомой шестерни и тормозных колодок.

Чтобы детально осмотреть узлы главной передачи, нужно разбирать их в следующем порядке: снять муфту с обоймой упругого кардана, отвернуть колпак кардана (резьба левая) и снять кардан, снять крышку картера задней передачи, выпрессовать при помощи приспособлений и пресса ведомую шестерню, ведущую шестерню, обойму игольчатого подшипника, радиально-упорный подшипник и втулку ведомой шестерни.

После разборки все детали следует промыть в керосине, высушить и продуть сжатым воздухом.

Собирают главную передачу в обратной последовательности. Пресс и приспособления для разборки и сборки главной передачи показаны на рис. 92.

Рис. 91. Разрез главной передачи: 1 — муфта упругого кардана; 2 — обойма упругого кардана; 3 — замковое кольцо; 4 — диск кардана; 5 — сферическое уплотнительное кольцо карданного вала; 6 — колпак кардана; 7 — уплотнительное кольцо кардана; 8 — подшипник игольчатый; 9 — крестовина кардана; 10 — замковое кольцо; 11 — вилка кардана; 12 — болт клиновый; 13 — ведущая шестерня; 14 — подшипник упорный; 15 — подшипник игольчатый; 16 — сальник; 17 — прокладка гайки подшипника; 18 — регулировочная шайба; 19 — зажимная шайба; 20 — венец ведомой шестерни; 21 — регулировочная шайба; 22 — ступица ведомой шестерни; 23 — шарикоподшипник; 24 — распорное кольцо; 25 — крышка картера; 26 — втулка картера; 27 — вкладыш ступицы ведомой шестерни; 28 — пружина сальника картера; 29 — воротник сальника; 30 — втулка распорная; 31 — маслоотводное отверстие; 32 — гайка подшипника; 33 — карданный вал; 34 — крышка сальника картера; 35 — пробка иаливного отверстия; 36 — пробка спуска; 37 — масляный карман; 38 — прокладка крышки картера; 39 — картер главной передачи.

ОСНОВНЫЕ УСЛОВИЯ ДЛЯ СБОРКИ УЗЛОВ ГЛАВНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Для того чтобы собрать узлы главной передачи, нужно убедиться в их исправности, которая характеризуется следующими показателями:

— нормальный зазор между зубьями конических шестерен главной передачи должен быть в пределах 0,1—0,15 мм;

— установку ведомой шестерни регулировать шайбами толщиной 0,08, 0,18 и 0,3 мм;

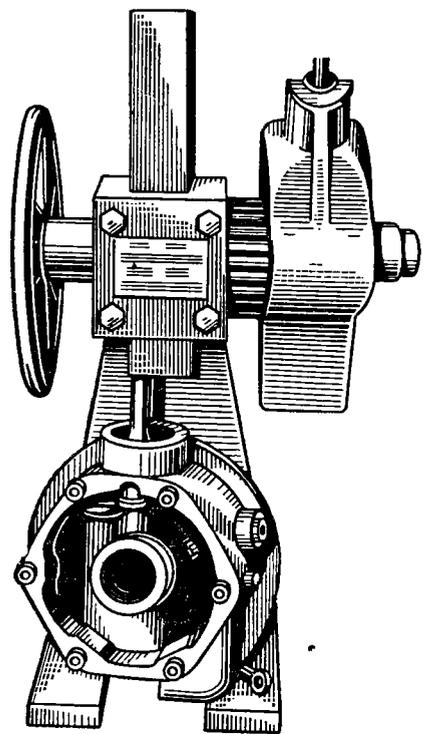


Рис. 92. Запрессовка ведущей шестерни с подшипниками в гнездо картера.

— по окончании сборки главной передачи набить смазку в крестовину кардана через пресс-масленку, залить масло в картер до уровня резьбы наливного отверстия, проверить, нет ли подтекания масла?

ПОДБОР ПЕРЕДАТОЧНЫХ ОТНОШЕНИЙ

Необходимость изменения передаточного отношения объясняется условиями соревнований и мощностной характеристикой двигателя. Передаточное отношение изменяется путем замены звездочки на вторичном валу коробки передач и звездочек заднего колеса, а также на валу двигателя. У карданной передачи изменяются конические пары главной передачи.

— правильность зацепления проверить по краске; при замене крышки картера измерить расстояние между фланцами (у старой и новой) и определить необходимую толщину прокладок;

— осевой люфт ведомой шестерни регулировать путем подбора распорного кольца;

— зазор между венцом ведомой шестерни и крышкой картера должен быть в пределах 0,4—0,7 мм;

— радиальный зазор между игольчатым подшипником и шайбой крестовины должен быть в пределах 0,015—0,05 мм;

— радиальный зазор между осью заднего колеса и распорной втулкой должен быть 0,02—0,15 мм;

— затяжку внутренних колец радиально-упорного подшипника ведущей шестерни регулировать при помощи клинового болта и прокладок толщиной 1,70, 1,85 и 2,0 мм;

— после затяжки гаек крышки шестерни должны легко, без заеданий проворачиваться от руки;

Зная число зубьев всех звездочек, можно подсчитать общее передаточное число по формуле (см. рис. 83):

$$i_{\text{общее}} = \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3}$$

Пример. Мотоциклы «ИЖ» имеют следующие числа зубьев: $Z_1=24$, $Z_2=52$, $Z_3=18$ и $Z_4=42$. Подставляя эти величины, получим общее передаточное отношение на прямой (четвертой) передаче:

$$i_{\text{общ}} = \frac{52 \cdot 42}{24 \cdot 18} = 5,05.$$

Имея запас звездочек Z_3 с числом зубьев 17, 16, 15 и 14, можно получить общие передаточные числа соответственно 5,36; 5,7; 6,08 и 6,51.

Улучшение динамических качеств мотоцикла в определенных дорожных условиях зависит не только от двигателя и подбора общего передаточного числа, но и от передаточных чисел в коробке передач.

В связи с этим желательно иметь запасной набор шестерен для изменения этих чисел. Ижевский завод по требованию заказчика поставляет отдельно полный комплект взаимозаменяемых шестерен коробки передач вместе с первичным валиком, отличающимся от серийного только другими числами зубьев. При наличии такого комплекта и еще нескольких цепных звездочек практически возможно подобрать наивыгоднейшие переходы между передачами и выбрать общее передаточное число для любых дорожных условий.

Шестерни в коробке передач заменяют только парами, находящимися в зацеплении между собой.

УХОД ЗА ЦЕПЯМИ

Изношенность цепи определяют замером прогиба на длине между двумя звездочками с помощью линейки, как это показано на рис. 93. Нижняя часть цепи при замере должна быть натянута.

Для передней цепи свободный прогиб, указанный стрелками, допускается до 10 мм, для задней — от 15 до 20 мм. Кроме того, растяжение цепи проверяют оттягиванием ее рукой. Если звенья цепи, расположенные на середине окружности звездочки заднего колеса, оттягиваются до вершины зуба, то цепь считается дегодной.

Изношенность цепи можно также определить по величине зазора в звеньях. В новой цепи допускается зазор 0,03—0,05 мм. В зависимости от износа он увеличивается. Цепь допускается к постановке с зазором в звеньях не выше 0,12 мм. Зазор в звеньях про-

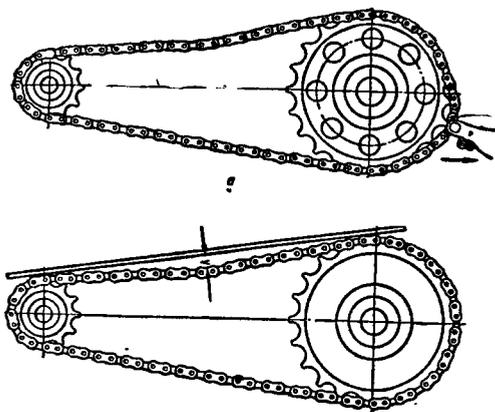


Рис. 93. Способы определения пригодности цепей: а — проверка путем оттягивания цепи; б — проверка прогиба цепи при помощи линейки.

нос которой примерно равен рабочей цепи, иначе трудно будет добиться равномерного ее натяжения. Для смены звеньев применяют специальные струбицы — выжимки (рис. 94). Сильно изношенные роликовые цепи ремонту не подлежат.

Главной причиной износа цепи является вытягивание всех ее звеньев, в результате чего ролики начинают набегать на зубья звездочек, при этом повышается и износ звездочек.

При необходимости цепи могут ремонтироваться путем расклепывания головок заклепок или уплотнения запрессовки внутрен-

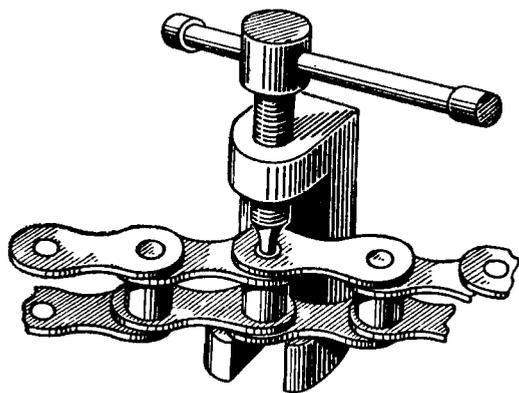


Рис. 94. Распрессовка цепи выжимной струбциной.

веряют на верстаке. Вначале замеряют длину предельно растянутой цепи, а затем каждое звено цепи сжимают и вновь замеряют ее длину. По разнице длины цепи в сжатом и растянутом положениях получают общее растяжение цепи. Средний зазор звена находят путем деления полученной величины на число звеньев.

Роликовые цепи ремонтируют в том случае, когда повреждены только отдельные звенья; они заменяются новыми. При замене отдельных звеньев берут звенья от цепи, из-

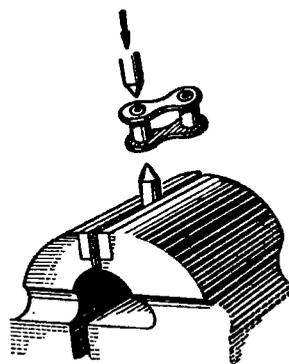


Рис. 95. Уплотнение запрессовки внутренних роликов при помощи двух кернов.

них роликов двумя кернами в тисках (рис. 95).

Перед постановкой цепь смазывают маслом с графитом. Для этой цели масло с графитной смазкой предварительно растапливают и хорошо промешивают. Затем в нее кладут цепь. Температура смазки не должна превышать 80—100° С.

Цепь вынимают из банки, излишку масла дают стечь, охлаждают ее до комнатной температуры, вытирают и ставят на место.

Замок цепи ставят свободной накладкой к внешней стороне (для удобства наблюдения за состоянием замка). Пружинную пластинку замка устанавливают разрезом в сторону, противоположную движению цепи (рис. 96). При большой скорости окружной скорости пружинная пластинка замка соединительного звена может вследствие центробежной силы раскрыться и соскочить. Во избежание этого ставят дополнительную пластинку из тонкой стали.

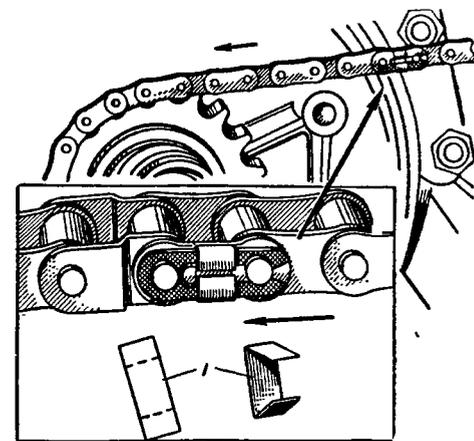


Рис. 96. Постановка соединительного звена цепи: 1—стальная пластинка.

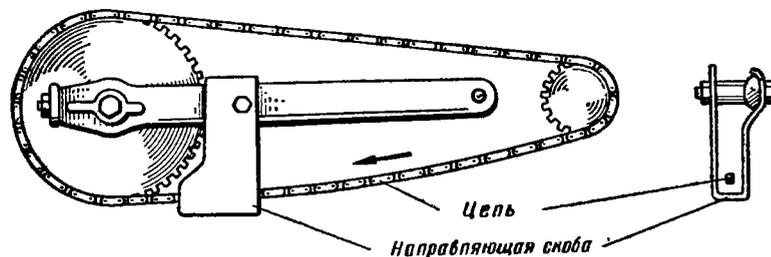


Рис. 97. Постановка направляющей скобы для задней цепи.

Перед постановкой цепи полезно проверить расположение смежных цепных звездочек специальной линейкой или на глаз. Звездочки должны находиться в одной плоскости, в противном случае нужно отрегулировать их положение распорными втулками или шайбами.

В связи с тем что цепь изнашивается неравномерно, регулировку прогиба цепи следует проверять при разных ее положениях. В данном случае рекомендуется устанавливать ее в положении по большому натягу. Прогиб цепи в этом месте должен быть не менее 10 мм.

Чтобы избежать соскакивания задней цепи, ставят направляющую скобу (рис. 97).

Постановка новой цепи на сильно изношенные зубья звездочек не допускается, так как цепь быстро выйдет из строя.

ГЛАВА X.

ПОДГОТОВКА ХОДОВОЙ ЧАСТИ МОТОЦИКЛА

ВНЕШНИЙ ОСМОТР И РАЗБОРКА

К ходовой части мотоцикла относятся: рама, колеса, передняя вилка, задняя подвеска, шины, тормоза и органы управления. Подготовка их к эксплуатации заключается в проверке правильности изготовления и в устранении неисправностей, понижающих устойчивость и надежность мотоцикла.

Мотоцикл считается устойчивым, если при средней скорости можно ездить на нем, не держа руль, а на максимальной скорости не нужно применять особого усилия в управлении.

Если мотоцикл достаточно устойчив, то необходимо только проверить и зафиксировать положение колес относительно рамы и передней вилки при помощи специально изготовленного шаблона, устанавливаемого между ободом колеса и маятниковой вилкой.

Внешним осмотром устанавливают состояние рамы, передней вилки колес и рулевого управления. Исправность подвески, пружины передней вилки и тормозных колодок можно определить лишь после их разборки. Прежде чем приступить к разборке отдельных узлов ходовой части, необходимо ознакомиться с их конструкцией, а также изучить заводскую инструкцию.

Сейчас в эксплуатации находится довольно большое количество мотоциклов различных типов и марок. Изложить все инструкции по их эксплуатации в данной книге не представляется возможным. Поэтому мы ограничимся лишь описанием основных правил разборки и сборки, применительно к большинству выпускаемых ныне мотоциклов.

ОСМОТР И РЕМОНТ РАМЫ

Неисправности рамы мотоцикла определяют наружным осмотром. Рама мотоцикла не должна иметь трещин, деформации, перекосов кожухов и щитков. Задний щиток должен быть расположен симметрично относительно рамы и прочно закреплен болтами.

Трещины рамы заваривают. Для усиления узла в местах трещин допускается приварка ребер и косынок к раме.

Деформированную раму можно выправить, используя для этого рычажные приспособления, а если нужно, раму подогревают паяльной лампой. Проверять раму целесообразно в сборке с передней вилкой, задней подвеской и с установленными обоими колесами. Колеса должны находиться в одной плоскости. Способ проверки постановки колес показан на рис. 98 и 99.

Если шины переднего и заднего колес одинакового размера, то при правильном положении между кромками шин не должно быть просвета. Если шины разного профиля, то при правильном их положении должен быть одинаковый зазор с обеих сторон колеса (обычно переднего).

Осматривая раму, необходимо обратить внимание на отверстия крепления двигателя. При большом износе следует заменить щеки,

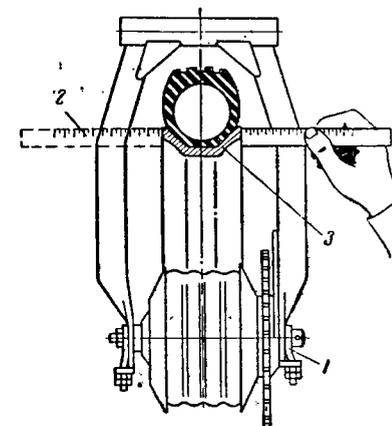


Рис. 98. Проверка правильности установки заднего колеса: 1 — серга натяжения цепи; 2 — линейка; 3 — обод колеса.

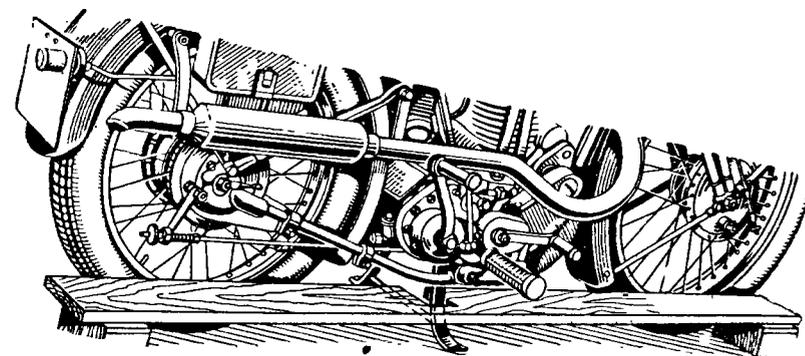


Рис. 99. Проверка установки колес при помощи доски у собранного мотоцикла.

проушины, поставить втулки и др. Колеса, установленные в раме, не должны иметь боковой качки.

В ушках крепления подставки мотоцикла не должно быть люфта, в то же время подставка должна спускаться без значительного усилия рук.

Седло водителя располагают симметрично раме и хорошо за-

крепляют. Шарнирные соединения седел смазывают, чтобы они легко, без заеданий и перекосов вращались на пальце.

Раму после ремонта, особенно после сварки, окрашивают под цвет общей окраски мотоцикла.

РЕМОНТ КОЛЕС

Обычно в колесах изнашиваются и разрушаются шариковые подшипники, вытягиваются и обрываются спицы, деформируются обода, изнашиваются распорные втулки, сальники, тормозной барабан.

Износившиеся, не подлежащие ремонту детали, конечно, заменяют новыми. Те же, что можно отремонтировать — ремонтируют.

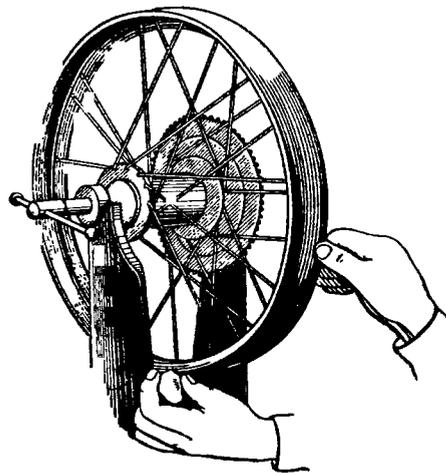


Рис. 100. Проверка и исправление биения колеса в специальном станке.

са — не более 2 мм.

Для выравнивания колес используют специальный станок, тиски или просто вилку мотоцикла. Приемы выполнения этой работы показаны на рис. 100.

Натяжка спиц должна быть равномерной, что можно проверить по звуку ударом ключа. Перед тем как приступить к натяжке спиц, необходимо выправить обод (если он деформирован). Для исправления обода желательно заготовить специальные оправки, подогнанные по радиусу и конфигурации обода.

Пригодность тормозного барабана к постановке определяют степенью изношенности его, наличием продольных рисок и по биению внутреннего его диаметра, которое допускается не более

При замене подшипников необходимо обратить внимание на состояние распорной втулки и сальников колеса. Деформированную втулку заменяют новой. От состояния уплотняющих сальников зависит срок службы подшипников, поэтому по мере износа их тоже следует периодически менять.

Ослабевшие спицы подтягивают, порванные заменяют новыми. После замены и подтягивания спиц колесо выверяют (рихтуют). Выверка производится с исправными подшипниками.

Биение обода колеса в радиальном направлении допускается не более 1,5 мм, торцовое биение (восьмерка) колеса

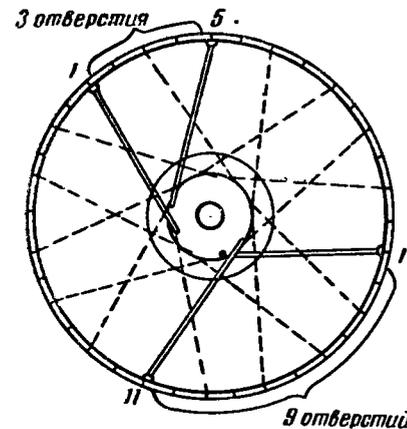


Рис. 101. Схема установки спиц колеса: между цифрами 1—5 пропустить три отверстия, 1—11 — 9 отверстий.

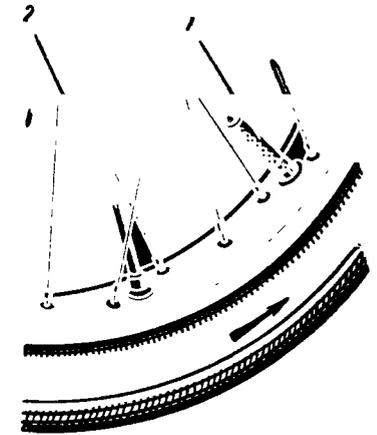


Рис. 102. Установка барашка для предохранения от проветывания шины: 1—вентиль; 2—барашек.

0,10 мм. Рабочую часть барабана исправляют, проточкой его на токарном станке. После проточки тормозного барабана необходимо сменить фрикционные накладки на тормозных колодках.

Смонтировав резину, колесо необходимо уравновесить (сбалансировать), подматывая свинцовую ленту на спицы колеса.

При необходимости смены эту работу выполняют в следующем порядке: подбирают одинаковой длины спицы, вставляют их в ступицу так, чтобы головки их ложились в одном направлении через одно отверстие друг от друга. В оставшиеся отверстия на этой же стороне ступицы вставляют спицы в обратном направлении по схеме — через три на четвертое отверстие (рис. 101).

При сборке колеса необходимо регулировать натяжку спиц так, чтобы обод колеса проходил через середину втулки. В противном случае при постановке колеса на раму придется изменять высоту распорных регулировочных втулок.

После окончания выверки обода, выступающие концы резьбы спиц спиливают до ниппеля и ставят флипер.

Чтобы не допустить проворачивания шины, на обode ставят один барашек (рис. 102). Кроме того, зубилом делают насечки с внутренней стороны обода по двум плоскостям прилегания борта шины к ободу.

Собранное колесо должно вращаться на втулке оси легко, без заеданий. Люфт колеса в осевом направлении при отпущенных тормозах не должен превышать 2 мм.

Установочные полосы на шинах должны располагаться на одинаковом расстоянии по всей окружности обода. Вентиль камеры — по радиусу колеса.

Боковое биение шины в накаченном виде должно быть не более 3 мм, эллипсность смонтированной на колесе покрышки допускается не более 3 мм. Шлицы втулки взаимозаменяемых колес должны входить свободно в ступицу или во втулку ведомой шестерни главной передачи.

Давление в шине должно быть в пределах заводской инструкции.

Колеса нужно устанавливать в одной плоскости качения. Отклонение допускается не более 10 мм.

Монтажные зазоры и натяги в узлах переднего и заднего колес (в мм)

Радиальный зазор между шарикоподшипником и осью переднего колеса	0,020—0,103
Радиальный натяг между шарикоподшипником и ступицей колеса	0,045
Радиальный зазор между осью переднего колеса и втулкой крышки тормозного барабана	0,02 —0,15
Радиальный зазор между шарикоподшипником и осью заднего колеса	0,02 —0,103
Боковой зазор между картером задней передачи и тормозным барабаном	0,88 ~2,42

РЕМОНТ ПЕРЕДНЕЙ ВИЛКИ

На современных мотоциклах устанавливают телескопические передние вилки с гидравлическими амортизаторами. Общий вид и устройство отдельных деталей передних вилок показаны на рис. 103, 104.

Телескопические вилки, применяемые на мотоциклах разных марок, конструктивно мало чем отличаются друг от друга, поэтому ремонтные работы, порядок разборки и сборки, исправление дефектов передних вилок почти одинаковы.

Основными дефектами передних вилок являются: износ направляющих втулок, изгиб основной несущей трубы, пропускание масла сальниками, ослабление или поломка пружины, разрушение шарикоподшипников рулевой колонки, износ элементов гидравлического амортизатора.

Разборку передней вилки, например, мотоциклов «ИЖ» следует проводить в следующем порядке: снять колесо и передний шток, отвернуть винт (см. рис. 103) и слить масло амортизатора. Вывернуть болт 24, отвернуть пробку и вынуть ее вместе с амортизи-

рующим элементом, отвернуть корпус сальника. Вынуть стопорное кольцо, снять бронзовую втулку и корпус сальника. Далее ослабить стяжной болт нижнего мостика, завернуть в несущую трубу пробку 2 на несколько оборотов, ударом деревянного молотка по ней стронуть с места трубу, после чего пробку снять, а трубу опустить вниз.

Все детали вилки промывают в керосине и обтирают. В зависимости от характера износа детали ремонтируют либо заменяют новыми.

Вмятины на корпусе вилки устраняют путем правки. Изгиб неподвижной трубы вилки, получающийся при ударе передним колесом, исправляют в тисках или при помощи ручного прессы. В этом случае используют три деревянные подкладки. Качество исправления проверяют в центрах на токарном станке или при помощи специальной справки, выточенной из трубы.

При сборке передней вилки мотоциклов «ИЖ» необходимо предусмотреть следующее: вставляя в вилку амортизирующий элемент, надо поворачивать его за пружину до тех пор, пока он не опустится вниз со щелчком, т. е. когда штифт войдет в отверстие наконечника. После этого, не надавливая сверху, надо завернуть болт 24 так, чтобы штифт корпуса 22 не вышел из отверстия. Закреплять болты нижнего мостика можно только после затяжки пробки 2 (см. рис. 103).

Для нормальной работы гидравлического амортизатора в каждую трубку вилки заливают 150 см³ смеси, состоящей из 75% трансформаторного масла и 25% автола № 10. При температуре выше 10°C процент автола увеличивают. Летом в жаркий период смесь можно заменить одним автолом № 6 или № 18. В зимнее время автол в смеси уменьшают до 10%. Никакой дополнительной смазки, кроме заправки смесью, передняя вилка не требует.

На мотоциклах М-103 и М-104, К-175 передние вилки аналогичной конструкции телескопического типа с цилиндрическими пружинами и гидравлическими амортизаторами двойного действия. В каждый амортизатор передней вилки мотоциклов М-103 и М-104 заливается 150 см³ индустриального масла 12 (веретенное 2) или смеси автола АКЗ_п-10 — 80% и 20% керосина.

Неисправности передних вилок телескопического типа бывают: из-за ослабления пружины, утечки масла из амортизаторов, неправильно подобранной вязкости амортизирующей смеси, износа сальников и из-за заедания труб в направляющих втулках.

Вследствие этих дефектов при езде возникает стук передней вилки или жесткая ее работа. Обнаружение дефектов в работе передней вилки и правильное нахождение причины нарушения нормальной ее работы во многом зависят от ухода за мотоциклом. Так, излишнюю утечку масла из вилки устраняют своевременной подтяжкой гайки сальника, подтяжкой крепления пера вилки. Кроме того, масло может вытекать из-за недостаточной вязкости или вследствие заливки смеси в амортизатор сверх нормы.

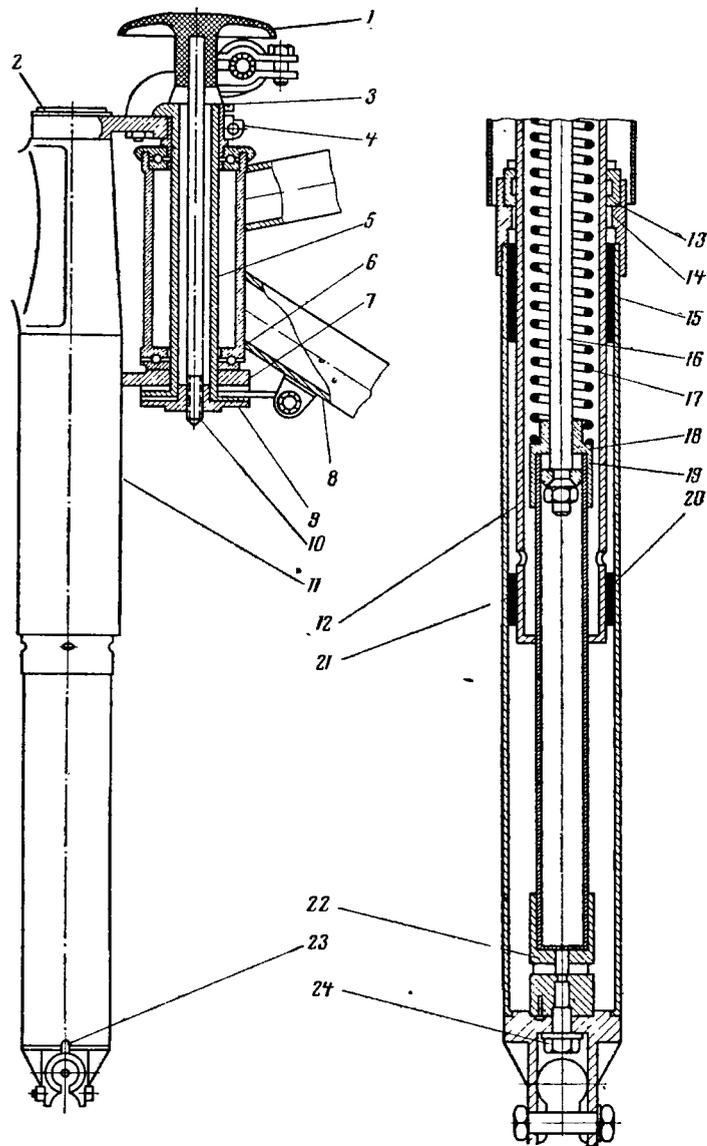


Рис. 103. Передняя вилка мотоцикла ИЖ-56: 1 — рукоятка демпфера; 2 — пробка; 3 — пружина; 4 — верхний мостик; 5 — стержень; 6 — подшипник; 7 — нижний мостик; 8 — рама; 9 — диск демпфера; 10 — шпилька; 11 — кожух; 12 — трубка; 13 — корпус сальника; 14 — сальник; 15 — текстолитовая втулка; 16 — шток; 17 — пружина; 18 — крышка; 19 — поршень; 20 — бронзовая втулка; 21 — трубка; 22 — скользящая трубка; 23 — корпус; 24 — пробка.

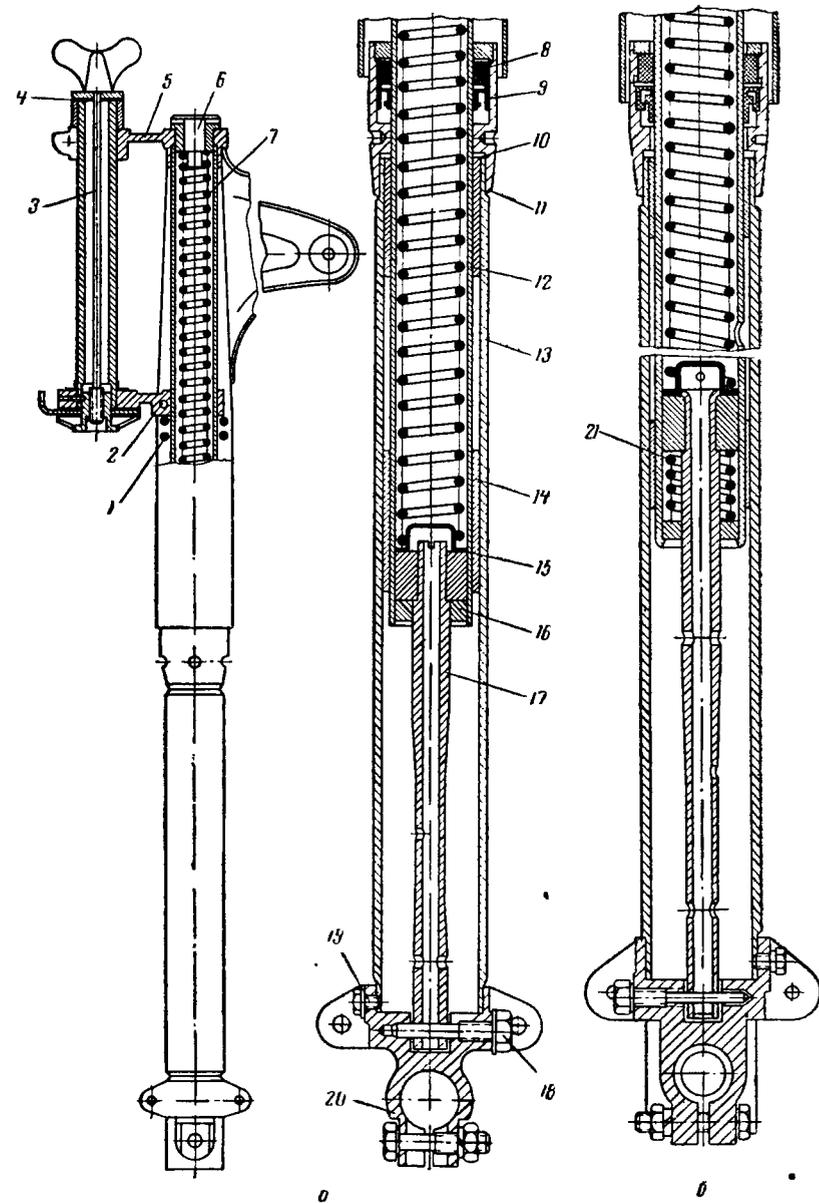
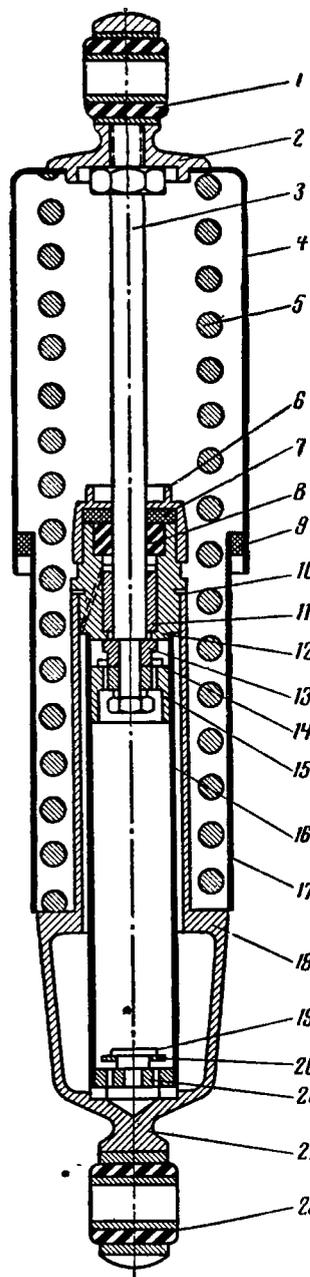


Рис. 104. Бесштоковая телескопическая вилка: а — мотоциклов «Ковровец-175А», «Ковровец-175Б»; б — мотоцикла «Ковровец 175В»; 1 — буфер; 2 — нижняя траверса; 3 — стяжной болт; 4 — гайка амортизатора; 5 — верхняя траверса; 6 — стяжная гайка траверсы; 7 — основная трубка; 8 — войлочный сальник; 9 — сальник; 10 — прокладка корпуса сальника; 11 — корпус сальника; 12 — пружина вилки; 13 — подвижная труба; 14 — втулка основной трубы; 15 — отражательная шайба; 16 — шайба основной трубы; 17 — труба гидроамортизатора с поршнем; 18 — болт; 19 — спускная пробка; 20 — наконечники подвижной трубы; 21 — дополнительная пружина



Регулировка вилки зависит также от условий эксплуатации, веса самого мотоциклиста и от температуры окружающего воздуха. Чем выше температура, тем более вязкую смесь надо заливать в амортизаторы и наоборот. Следовательно, амортизирующую смесь необходимо менять в течение года в зависимости от температуры воздуха и условий эксплуатации мотоцикла.

РЕМОНТ И РЕГУЛИРОВКА ЗАДНИХ ПОДВЕСОК

Подвеска заднего колеса к раме мотоцикла осуществляется при помощи маятниковой вилки и двух пружинно-гидравлических амортизаторов. В этой системе изнашиваются: сальники, шток, поршень, клапаны и пружины амортизаторов. Износившиеся сальники и другие детали гидравлического амортизатора заменяют новыми. Повреждения кожухов исправляют путем выпрямления вмятин. Ослабевшую или поломанную пружину заменяют равной по своей упругости и габаритам.

Для обеспечения устойчивости мотоцикла существенное значение имеет подбор равносильных пружин задней под-

Рис. 105. Элемент подвески заднего колеса мотоцикла Иж-56: 1 — резиновая втулка; 2 — наконечник; 3 — шток; 4 — кожух; 5 — пружина; 6 — гайка; 7 — шайба; 8 — сальник; 9 — пылезащитное кольцо; 10 — уплотняющее кольцо; 11 — направляющая втулка; 12 — гайка; 13 — ограничитель клапана; 14 — клапан; 15 — поршень; 16 — трубка; 17 — кожух; 18 — корпус; 19 — ограничитель; 20 — клапан; 21 — корпус; 22 — наконечник; 23 — втулка.

вески. Разная жесткость пружин во время езды вызывает перекокс заднего колеса, повышает износ подшипников маятниковой вилки. Если при замене одной пружины не удастся подобрать новую, равную по силе пружину, то лучше заменить обе.

Ремонт гидравлических амортизаторов задней подвески заключается главным образом в обеспечении герметичности между штоком поршня и гайкой сальника, а также заполнении положенного количества гидравлической смеси, подобранной по вязкости в зависимости от температуры воздуха.

Разбирают подвеску мотоцикла «ИЖ» (рис. 105) в следующем порядке: снимают подвеску мотоцикла и закрепляют нижний ее наконечник в тисках. Верхний наконечник расплющивают. Затем отжимают верхний кожух от наконечника и вставляют ключ в гайку, фиксирующую шток амортизатора. Поддерживая гайку ключом, воротком отвертывают наконечник амортизатора. Снимают верхний и нижний кожухи и пружину амортизатора. После этого отвертывают корпус втулки и вынимают из цилиндра амортизатора шток с поршнем.

Все детали промывают керосином и осматривают. Изношенные детали заменяют новыми. Для сборки подвески в цилиндр заливают амортизационную смесь. Сборку производят в обратном порядке.

Разборка и сборка подвески легко выполняется при помощи простейшего приспособления, показанного на рис. 106.

Во время сборки подвески следует качественно установить уплотняющее кольцо и хорошо сжать сальник, иначе в этих местах будет вытекать амортизационная смесь.

Несмотря на то, что детали амортизаторов (правая и левая) изготовлены взаимозаменяемыми, все же рекомендуется во время разборки и сборки соблюдать основное правило — замечать рабочее положение сопряженных деталей и собирать их так, чтобы сохранить взаимную их приработку.

Разборка и сборка амортизатора мотоциклов «Ковровец» производится примерно так же, как и амортизаторов мотоциклов

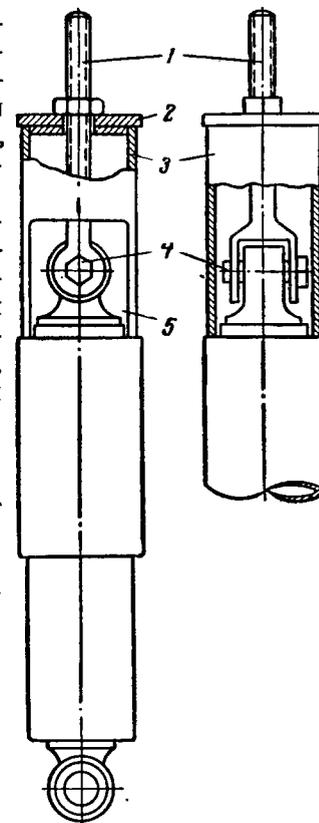


Рис. 106. Приспособление для разборки подвески заднего колеса: 1 — выжимная вилка; 2 — верхняя опорная шайба; 3 — цилиндрический стакан; 4 — болт; 5 — двустороннее окно.

«ИЖ». Разница заключается лишь в способе постановки верхнего кожуха и его креплении. Состав смеси и количество ее, заливаемое в каждый элемент подвески, приведены в таблице 33.

Таблица 33

Марка мотоцикла	Амортизационная смесь, применяемая для задней подвески	Количество смеси, заливаемой в каждый элемент подвески (см ³)
М-103 М-104 К-175 „ИЖ“	Индустриальное масло 12	50
	50% турбинного масла (ГОСТ 32-53) и 50% трансформаторного (ГОСТ 982-53)	60
К-750	То же	70
М-62	„	100

Изношенные детали следует заменить новыми. Смазывают подшипники солидолом УС-2.

МОНТАЖ ЩИТКОВ И ПОДНОЖЕК

Грязевый щиток переднего колеса на спортивных мотоциклах делается более узким и легким. Крепление его целесообразней сделать подressоренным способом, т. е. независимым от хода вилки. Верхняя часть щитка крепится к болтам нижнего мостика вилки, а концы посредством стальных прутков или дюралюминиевых трубочек — к подвижным перьям телескопической вилки.

Подножки устанавливаются более короткие, усиленные, с нарезкой зубьев, чтобы избежать скольжения ног.

Седло желательно поставить подушечного типа. Крепление его проверяют перед каждым выездом на тренировку или соревнование.

ПОДГОТОВКА ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ

Спортивные результаты в значительной степени зависят от качества подготовки и регулировки тормозной системы мотоцикла.

Хорошо подготовленная машина с мощным двигателем не может дать скоростного эффекта, если на торможение будет затра-

чиваться большой путь, а следовательно, и время. Потеря времени на каждом повороте — это безвозвратная потеря секунд в гонках. Поэтому тормозам уделяется особое внимание.

Эффективность торможения зависит от состояния и коэффициента трущихся пар, от качества подгонки колодок по тормозному барабану и от давления, производимого на колодки.

Подгонка колодок по тормозному барабану совершается по следам приработки (капания) трущейся поверхности колодок. Хорошо подогнанная колодка при торможении должна касаться всей поверхностью торможения. В противном случае производят подгонку вручную, напильником или на наждачном круге.

Износившиеся фрикционные накладки заменяют новыми. Закрепляют их пустотелыми специальными заклепками с помощью оправок. Одну из них зажимают в тисках, а по другой ударяют молотком, развальцовывая верхний конец заклепки (рис. 107). Специальные пустотелые заклепки могут быть заменены медными или алюминиевыми подобранными по диаметру и форме головки. Головка заклепки должна глубоко утопаться в накладке.

Вновь заклепанные фрикционные накладки подгоняют по радиусу тормозного барабана, путем проточки на токарном станке и способом, указанным выше. Концы накладок зашлифовывают под острым углом. Зазор между тормозными накладками и барабаном должен быть в пределах 0,4—0,5 мм.

Для уменьшения замасливания тормозных накладок на них делают поперечные косые канавки глубиной 0,5 мм и шириной 2 мм (рис. 108). Сильно промасленные тормозные колодки промывают бензином.

Эффективность торможения снижается при нагревании фрикционного материала, поэтому на гоночных мотоциклах применяются способы охлаждения тормоза путем постановки заборника

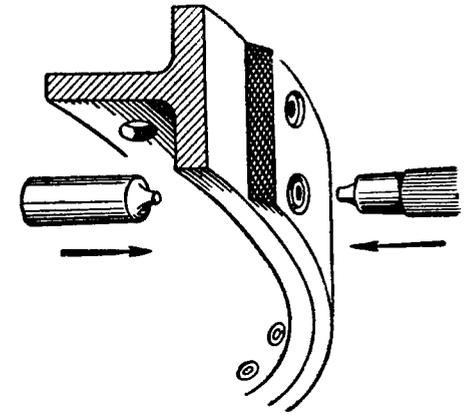


Рис. 107. Установка фрикционных накладок на тормозную колодку.

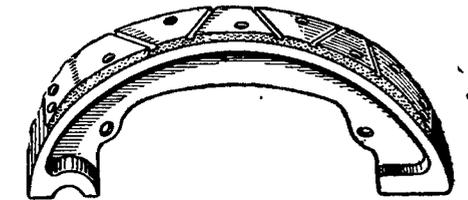


Рис. 108. Способ уменьшения замасливания фрикционных накладок при помощи канавок.

воздуха с выходом его через отверстия в крышке тормозного барабана.

Повышения надежности действия тормозов можно еще достигнуть путем увеличения тормозной площади. С этой целью приклепывают к другой стороне колеса второй барабан.

В настоящее время на мотоциклах встречаются и более совершенные устройства тормозов, обеспечивающие равномерный прижим колодок к барабану с двумя разжимными кулачками и с компенсаторами равномерности износа. Регулировка тормоза при помощи компенсирующего устройства применяется на мотоцикле К-750.

Регулировка тормозов

Регулировка тормозов производится по мере необходимости. Тормозную тягу и систему рычагов регулируют так, чтобы при нажатии педали на 10—15 мм уже начиналось торможение, а полный нажим ограничивался бы ходом педали не более 30 мм. Тормоз переднего колеса регулируют регулировочным винтом, расположенным на тормозной крышке. Правильно отрегулированный передний тормоз должен составлять свободный ход рычага, установленного на руле (5—8 мм).

Если тормозные накладки подносились, их нужно отрегулировать путем наложения металлических пластин или специальных шайб на торец колодки, соприкасающихся с поворотным кулачком тормоза.

Эффективность действия тормозов определяется непосредственным измерением пути и времени от начала торможения до полной остановки. Торможение начинается в момент пересечения передним колесом линии, проведенной поперек шоссе (дороги). Средний тормозной путь обычно указывается в технической характеристике мотоцикла. У современных машин этот путь (скорость движения 30 км/час) при торможении одним тормозом равен 5—8 м, при торможении обоими тормозами — 2,7—4,5 м.

МОНТАЖ ШИН

Выбирая тип шины, необходимо учитывать предстоящие условия эксплуатации мотоцикла. Для шоссежных гонок на переднее колесо следует ставить шину с продольными гладкими ребрами, а на заднее с профилем широкого зацепления с дорогой при на-

клоне мотоцикла на повороте. Для кросса применяются специальные шины повышенной проходимости, обладающие хорошим зацеплением с грунтом. Монтируя шины, нужно придерживаться следующего порядка:

1. Осмотреть внутреннюю поверхность шины, протереть ее сухой тряпкой и припудрить тальком.

2. Перед постановкой камеры завернуть до отказа прижимную гайку на вентиле камеры.

3. Проверить герметичность камеры, погрузив ее в надутом состоянии в воду, затем просушить камеру и припудрить ее тальком.

4. Удостовериться, что обод колеса чистый, окрашен и на него надет флеп.

5. Шины и камеры монтировать в строгом соответствии с размером обода, отклонение допускается при монтаже шины с шипами, подготовленной для гонок по ледяной дорожке. В такую шину камера ставится по ширине профиля на один размер меньше.

6. Поставить корпус вентиля в правильное положение по отношению к вентильному отверстию в ободе.

Для всех видов соревнований не допускается монтаж камер с заплатами. Давление в шинах поддерживается согласно заводской инструкции, за исключением монтажа шин для гонок по ледяной дорожке, где давление повышают до 4 атмосфер. В летнее время давление в шинах перед стартом должно быть примерно на 0,1—0,2 атм меньше положенного, так как во время первых же кругов езды оно повышается из-за подогревания шины.

ПОДГОТОВКА РУЛЯ И ДЕТАЛЕЙ УПРАВЛЕНИЯ МОТОЦИКЛОМ

Для спортивных целей руль ставится с усиленной поперечной трубкой. Он должен иметь надежное крепление и быть без трещины. Ширина руля — не более 900 мм. Положение его закрепляется по росту, удобству управления и посадке спортсмена.

При полном повороте руля между его концом и топливным баком должно оставаться пространство в 30 мм, чтобы не повредить руку.

Руль мотоцикла, предназначенного для гонок по гравийной дорожке, состоит из двух половинок, укрепляемых отдельно на перьях передней вилки или на специальных стойках. Для удобства управления при наклоне мотоцикла левую половинку руля устанавливают несколько выше правой.

Рычаги сцепления и ручного тормоза фиксируются так, чтобы они были удобными и легкими для пальцев руки.

Над рулевой колонкой устанавливают маховичек демпфера руля, который регулируется так, чтобы при малом количестве поворо-

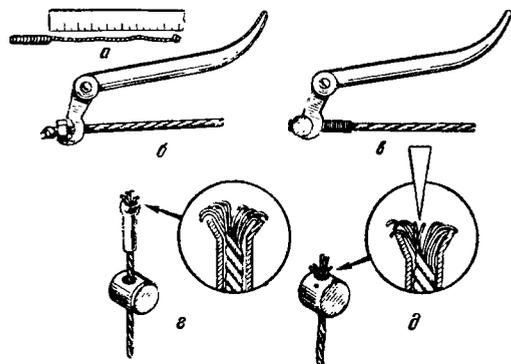


Рис. 109. Установка тросов: *a* — измерение длины; *b* — неправильная конструкция наконечника; *в* — правильная форма и монтаж наконечника со свободным вращением в рычажке; *г* — подготовка троса верном перед пайкой; *д* — вставка медного клина перед пайкой.

В случае необходимости трос и оболочки заменяют новыми.

Способы закрепления и пайки тросов показаны на рис. 109.

Тросы и оболочки необходимо систематически смазывать жидким маслом, а в зимнее время, при низких температурах — маслом, разбавленным керосином.

После езды по пыльным и грязным дорогам тросы и оболочки промывают керосином и смазывают маслом.

Для безотказной работы органов управления существенное значение имеет укладка тросов. Их укладывают таким образом, чтобы во время езды на поворотах и при падении не допустить повреждения или произвольного действия.

Ручку газа для спортивных целей устанавливают катушечного или иного типа, но такую, которая способна при малом ее повороте или движении полностью открыть дроссельную заслонку карбюратора. В ручке газа обязательно должен быть установлен ограничитель поворота (упорный штифт или винт), а трос газа отрегулирован так, чтобы при полном открытии дроссельной заслонки ручка газа доходила до упора, а трос имел еще запас хода.

После освобождения ручки газа дроссельная заслонка карбюратора должна samozакрываться от действия пружины заслонки.

В тросах управления мотоциклом выбирают излишние люфты. Это сокращает доли секунды, которые расходуются при движениях рукой, вследствие чего уменьшаются потери времени при разгоне или замедлении движения мотоцикла и снижается утомляемость руки.

тов маховичка получалась нужная величина торможения и отсутствовал люфт при повороте руля.

Детали управления мотоциклом, установленные на руле, приводятся в действие гибкими стальными тросами в упругой оболочке. Состояние тросов и оболочек проверяют внешним осмотром, пробным движением поворота руля и на ходу мотоцикла.

Тросы должны свободно двигаться в оболочке без признаков заеданий. Следует периодически осматривать состояние припайки и закрепления наконечников тросов.

ПОДГОТОВКА ХОДОВОЙ ЧАСТИ ДЛЯ ГОНОК ПО ГАРЕВОЙ ДОРОЖКЕ И ЛЬДУ

Рама мотоцикла, предназначенного для гонок по гаревой дорожке, не имеет мягкой подвески заднего колеса и тормозных устройств. Передняя вилка устанавливается облегченного типа с пружинным амортизатором. Ход вилки ограничен в пределах 50—60 мм. Наиболее распространен для гонок по гаревой дорожке мотоцикл класса 500 см³ чехословацкой фирмы ЭСО (рис. 110).

Подготовка ходовой части этого мотоцикла заключается в проверке состояния рамы, вилки, колес, топливного бака и органов управления. Вследствие большой напряженности при езде по льду на поворотах на мотоциклах ЭСО наблюдаются случаи искривления рамы с остаточными деформациями. Для повышения жесткости рамы с левой ее стороны от места подседельного узла с опорой на трубу нижней вилки заднего колеса устанавливают дополнительно трубчатые стойки. Передняя вилка, в случае необходимости, дополнительно усиливается продольными тонкостенными трубочками, приваренными к перьям передней вилки в виде треугольника (рис. 111). Передний щиток ставят облегченного типа, чтобы предохранить лицо гонщика от заброса гари. Задний щиток предохраняет карбюратор от попадания в него грунта.

Седло применяют жесткое, продольное, с расчетом свободного передвижения для изменения посадки при езде на поворотах и на прямом участке дороги. С правой стороны рамы на расстоянии 70—80 мм от грунта устанавливают подножку. На конце ее делают выступ (крюк), предохраняющий от соскальзывания ступни правой ноги. С правой же стороны дополнительно устанавливают упорный крюк под бедро правой ноги. Упор изготавливают из трубы. Один конец его крепят к раме мотоцикла, второй, изогнутый, охватывает бедро ноги. Высота подгоняется по росту гонщика так, чтобы носок правой ноги приходился на подножку, а бедро ноги прижималось к верхнему крюку. Для мягкости упор обматывают каким-либо материалом.

Левую подножку ставят выше правой, чтобы в случае наклона мотоцикла до 60° детали его не касались грунта.

Не лишним будет, если гонщик изготовит специальный металлический башмак для левой ноги. Башмак или металлический носок предохраняет обувь гонщика от быстрого износа при опоре о грунт во время прохождения поворотов.

Топливный бак должен быть малого объема и, как уже было сказано, ставится на резиновых опорах.

Переднее колесо желательно поставить наибольшего диаметра, т. е. 23×2,75, а заднее — 22×2,75 или 21×3,0.

О подготовке силовой передачи к гонкам сказано в главе IX.

На мотоциклах, предназначенных для гонок по ледяной дорожке, ходовую часть готовят сами спортсмены. Раму изготавливают так

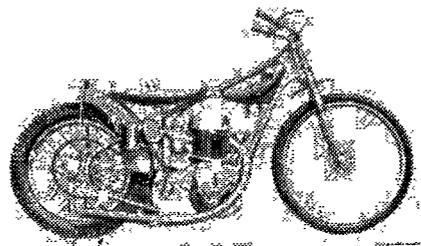


Рис. 110. Мотоцикл для гаревого спорта ЭСО-500.

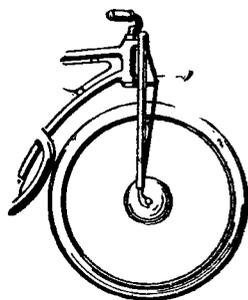


Рис. 111. Способ усиления жесткости передней вилки путем постановки трубки 1.

же, как и для гаревых гонок, — без мягкой подвески заднего колеса. Передняя вилка берется от других мотоциклов, она должна быть облегченного типа. Ход вилки, как правило, ограничивается в пределах 60 мм. На перьях передней вилки ставят резиновые опорные амортизаторы, предохраняющие от жесткого удара.

Система управления готовится так же, как и на мотоциклах для гаревых гонок.

При изготовлении рамы угол наклона передней вилки делают 30—32°. Для того чтобы мотоцикл в гонках по ледяной дорожке был устойчив, необходимо выполнить основное условие — установить двигатель на раме как можно ближе к переднему колесу; это понизит центр тяжести мотоцикла, повысит его устойчивость.

Опыт показывает, что хорошая устойчивость мотоцикла достигается, если расстояние от центра коленчатого вала двигателя до

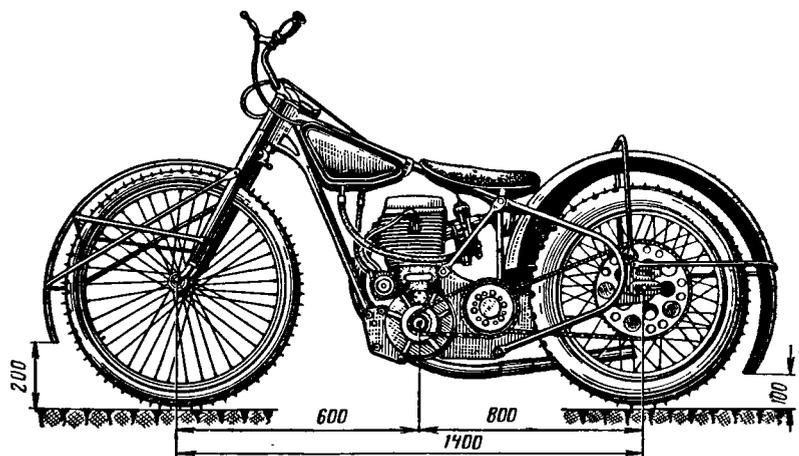


Рис. 112. Мотоцикл, специально подготовленный для гонок по льду.

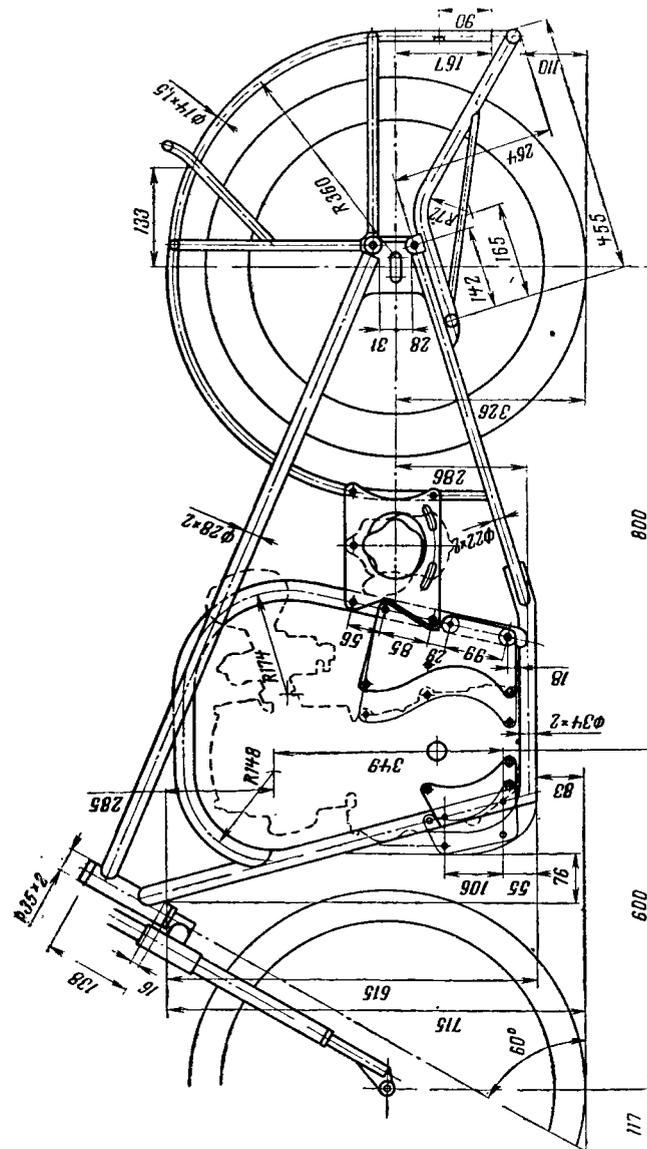


Рис. 113. Рама мотоцикла для гонок по ледяной дорожке с размерами для постановки двигателя ЭСО-500.

центра оси переднего колеса будет меньше, чем от центра вала до оси заднего колеса. Так, у мотоцикла с двигателем 500 см^3 база равна 1380—1400 мм. Расстояние от центра оси коленчатого вала до оси переднего колеса — 600—620 мм, т. е. 43%, а расстояние от центра коленчатого вала до оси заднего колеса — 800—780 мм, т. е. 57%.

Схема постановки двигателя на раму мотоцикла, предназначенного для гонок по ледяной дорожке, показана на рис. 112 и 113.

Во время общей компоновки рамы мотоцикла с двигателем, имеющим рабочий объем 300—500 см³, необходимо предусмотреть постановку коробки передач и дискового сцепления в более высокое положение с таким расчетом, чтобы при максимальном наклоне мотоцикла барабан дискового сцепления не касался льда.

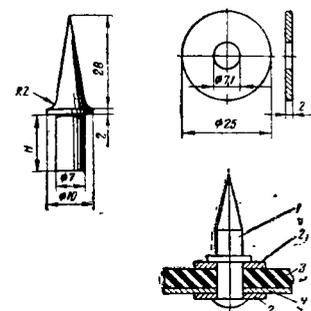


Рис. 114. Монтажная схема постановки точеного шипа: 1 — шип; 2 — шайба; 3 — шина; 4 — брезент. Величина H устанавливается по размеру толщины шины.

МОНТАЖ ШИПОВ НА КОЛЕСА

Устойчивость мотоцикла при езде по льду обеспечивается также применением приспособлений противоскольжения, устанавливаемых на колесах. Такими приспособлениями служат, например, шипы конструкции Н. И. Закревского, изготовленные из стальной проволоки и специальные точеные шипы различных конструкций.

Шипы конструкции Закревского используются в классах мотоциклов 125—175 см³.

Наилучшим вариантом для классов мотоциклов 250, 350 и 500 см³ следует считать точеные шипы. Выполняются они с различными вариантами конструкций. На рис. 114 показан точеный шип, который закреплен на шине путем заклепывания. Для монтажа шипа данной конструкции применяют специальные оправки, показанные на рис. 115.

Лучшим вариантом постановки шипов следует считать точеный шип с закреплением его специальной гайкой с внешней стороны шины, хотя стоимость изготовления такого комплекта шипов получается значительно дороже. На рис. 116 показаны детали такого облегченного шипа. Преимущество его заключается в том, что он легко монтируется, заменяется в случае поломки и удобно закрепляется при помощи специально изготовленного торцового ключа.

Размер шипов ограничивается правилами проведения соревнования. От верхней поверхности шайбы до верхней точки шипа он не должен превышать 28 мм.

Шипы устанавливают на шинах переднего и заднего колеса в три или четыре ряда с равномерным расположением их по окружности. Так как направление езды на гонках по льду всегда бывает против часовой стрелки, то и ряды шипов по сечению шины устанавливаются со смещением их в левую сторону. Такое расположе-

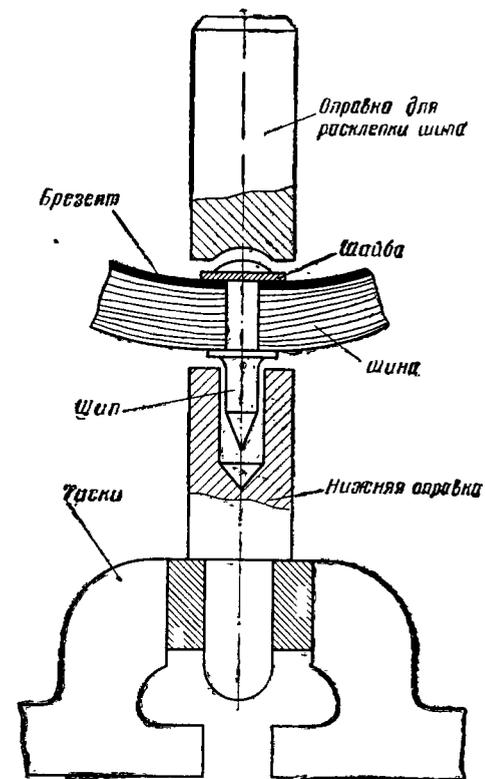


Рис. 115. Монтаж шипа при помощи оправки.

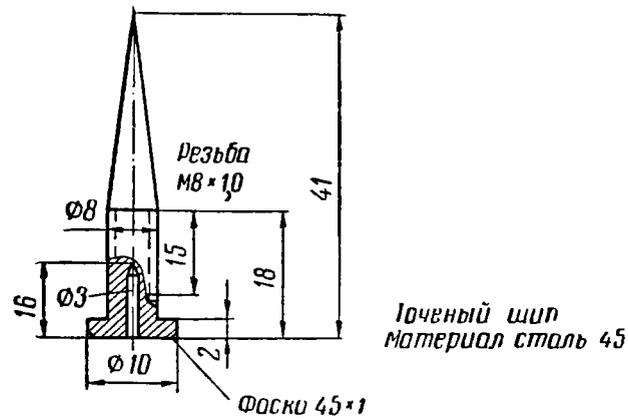
ние повышает устойчивость мотоцикла при левом повороте с большим наклоном.

Наиболее существенным является определение места постановки боковых шипов, обеспечивающих устойчивость и управляемость мотоцикла при левом повороте. Для этого необходимо предварительно шины, предназначенные для постановки шипов, смонтировать с камерой на колеса, накачивать в них воздух до давления 3—3,5 кг/см². Потом срезать рисунок протектора, т. е. сделать поверхность шин обоих колес гладкой.

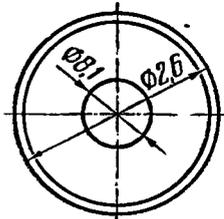
Поставив затем колеса на место, нужно наклонить мотоцикл налево примерно на 60—70°, что практически соответствует наклону мотоцикла на повороте на ледяной дорожке. При таком наклоне шип устанавливается перпендикулярно к плоскости льда. Таким образом определяют место постановки первого бокового ряда шипов обоих колес.

Приподняв мотоцикл и вращая колеса при помощи мела или цветного карандаша, делают круговые риски на переднем и заднем колесах. По этим рискам в дальнейшем ставят первый боковой ряд шипов.

После этого распределяют по профилю шины расстояние между другими рядами шипов и делают вышеуказанным способом круговые риски по окружности шин. Для переднего колеса достаточно разместить только три ряда, а для заднего — три-четыре ря-



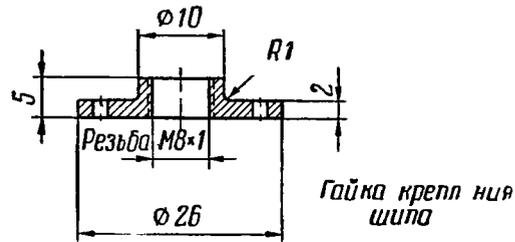
Фоска 45x1,5



Острые края скруглить

Нижняя шайба

Материал сталь 20



Гайка крепления шипа



Ø3
Материал дюралюль ДТ16

Отверстия под специальный ключ кол 4 шт

Острые края скруглить

Рис. 116. Детали конструкции облегченного точечного шипа.

да шипов. На размеченных окружностях на равных расстояниях делают отметки мест для постановки шипов. Затем колеса снимают и шины демонтируют для монтажа шипов.

Такой порядок разметки исключает возможность искривления каждого ряда шипов, что, в свою очередь, создает условия равномерной нагрузки шипов и повышает устойчивость мотоцикла.

Шипы конструкции За-кревского изготавливают из стальной проволоки диаметром от 3,5 мм для шины переднего колеса и до 5 мм — для шины заднего колеса. На каждый ряд ставят примерно до 20 скоб, а всего на колесо нужно от 60 до 64 скоб (пар шипов). На переднее колесо в общей сложности монтируют примерно от 120 до 140 шипов, а на заднее — от 140 до 160.

Выбор высоты шипа зависит от температуры наружного воздуха и состояния льда. Если температура низкая и лед ровный, то высота шипов должна быть 23—25 мм. Если же гонки проводятся при более высокой температуре воздуха, когда лед становится рыхлым, то ставят шипы высотой 28 мм. В таком случае всегда полезно иметь запасные колеса с шипами. Следует, однако, помнить, что чем больше

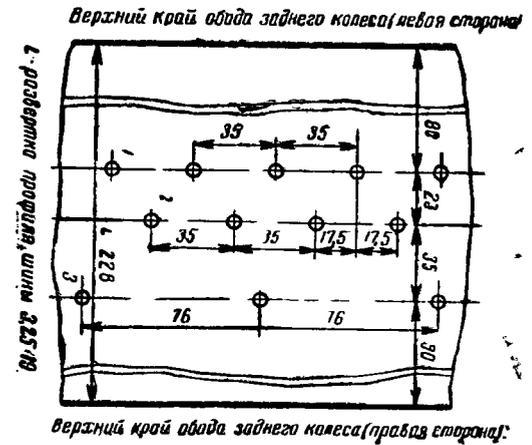


Рис. 117. Расположение шипов на шине заднего колеса; 1—первый ряд с левой стороны колеса; 2—второй ряд; 3—третий ряд шипов.

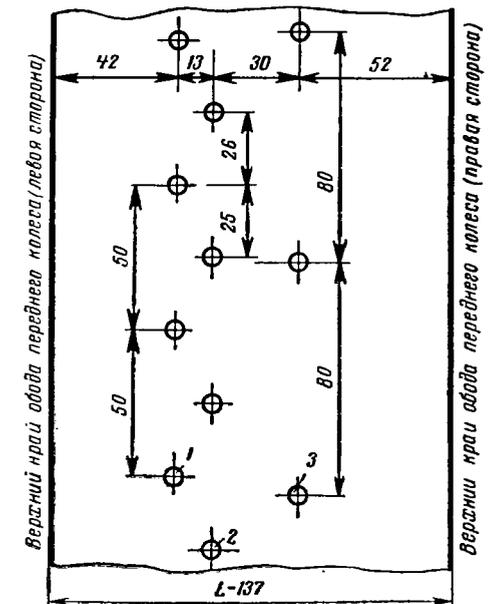


Рис. 118. Расположение шипов на шине переднего колеса; 1 — первый ряд с левой стороны колеса; 2 — второй ряд; 3 — третий ряд шипов.

высота шипа, тем бoльшая часть мощности двигателя затрачивается на преодоление сопротивления качению мотоцикла по льду. Давление воздуха в шинах с шипами необходимо повысить до 3—3,5 кг/см².

Из опыта проведения гонок по ледяной дорожке установлено, что для обеспечения устойчивости мотоцикла и лучшей управляемости им на льду достаточно иметь по три ряда шипов на каждом колесе. Наиболее рациональное размещение рядов шипов и расстояние между ними показано на рис. 117 и 118.

На заднее колесо желательно поставить один барашек или сделать боковую насечку по всей окружности обода со стороны прилегания борта шины, иначе обод может повернуться и сорвать вентиль камеры.

После монтажа зашипованного колеса на место необходимо проверить легкость вращения его и наличие зазоров между шипами и щитком. Оба колеса необходимо отбалансировать.

Существенным дополнением к общей подготовке мотоцикла является постановка защитного ограждения переднего и заднего колес. Согласно правилам проведения соревнований шины переднего колеса должны быть прикрыты щитком или специальными дугами, которые начиная от рулевой колонки идут книзу и кончаются на расстоянии 200 мм от поверхности льда. Заднее колесо прикрывается сплошным щитком с просветом 100 мм от поверхности льда.

Постановка специальных щитков на мотоцикл, подготовленный для гонок по ледяной дорожке, показана на рис. 112.

ПОДГОТОВКА ХОДОВОЙ ЧАСТИ МОТОЦИКЛА С КОЛЯСКОЙ

Ходовая часть мотоцикла с коляской готовится в зависимости от вида соревнований: кросс, шоссейно-кольцевые гонки и многодневные соревнования.

Для кросса вместо кузова коляски делают платформу, оборудованную кронштейнами, поперечной дугой и поручнями. Для удобства работы колясочника на площадке дополнительно прикрепляют резиновые коврики и металлические опоры для ног, с насечкой по ребристой поверхности. На щитке заднего колеса дополнительно устанавливают подушку, используемую колясочником при езде на левом повороте и при необходимости преодоления других дорожных препятствий.

Наиболее трудоемкой является улучшение амортизации колеса коляски. С этой целью к существующей системе амортизации дополнительно устанавливают гидравлический амортизатор. Его ставят на торсионный вал или рычажный кронштейн крепления колеса. Грязевый щиток колеса коляски делают полузакрытого типа, чтобы обеспечить безопасность передвижения колясочника во вре-

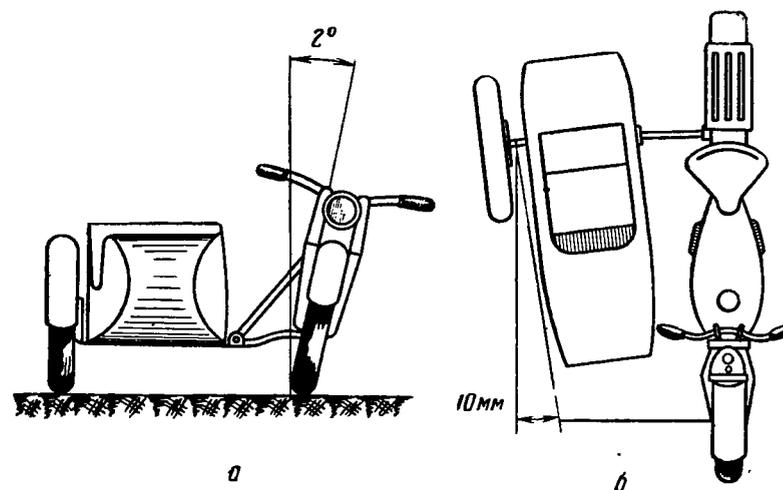


Рис. 119. Схема установки бокового прицепа: а — угол наклона мотоцикла; б — сходимость колес.

мя езды. Клиренс рамы коляски используется примерно таким же, как и у рамы мотоцикла. Учитывая сравнительно малую скорость мотоцикла на кроссе, обтекатель на коляску не ставят.

Для скоростных шоссейно-кольцевых гонок раму коляски изготовляют из тонкостенных стальных труб. На коляску устанавливают специальный обтекатель, габариты которого регламентируются правилами проведения гонок. Рама самого мотоцикла и коляски делается с более низким клиренсом, что способствует повышению устойчивости мотоцикла на повороте и уменьшает лобовое сопротивление. Колесо коляски должно быть не менее 40 см, а колея — не менее 80 см.

Для многодневных соревнований обязательно должен быть кузов коляски с мягким сиденьем и со спинкой.

Крепление коляски к мотоциклу показано на рис. 119.

ОКОНЧАТЕЛЬНАЯ РЕГУЛИРОВКА МОТОЦИКЛА

ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ

Завершающим этапом подготовки мотоцикла к выезду является регулировка всех органов управления, системы зажигания, карбюрации и общая отладка всех механизмов мотоцикла.

Объем работы по регулировке и доводке мотоцикла зависит от количества замененных деталей. Если же на мотоцикле было поставлено много новых деталей, требующих приработки, то необходимо сделать вначале обкатку мотоцикла или двигателя, а затем уже приступить к окончательной регулировке.

Перед тем как запустить двигатель, нужно проверить исправность действия ручки газа и работы дроссельного золотника. Затем еще раз убедиться в правильности постановки момента зажигания, в наличии и величины разрыва контактов прерывателя.

Следует помнить, что при повышении степени сжатия величина опережения зажигания уменьшается. Кроме того, на величину момента зажигания влияет применяемое топливо и конструкция привода вращения магнето или прерывателя. Например, из-за наличия большого люфта в системе привода может нарушиться синхронность работы двух- или четырехцилиндрового двигателя. Поэтому проверять установленный момент зажигания следует по максимальной скорости на шоссе или на пересеченной местности.

Пускать и прогревать двигатель необходимо на малых оборотах, добиваясь равномерного прогрева головки и цилиндра. И только после этого нужно приступить к доводке двигателя по намеченному плану. Для прогрева двигателя ставят более горячую свечу.

Регулируют карбюратор после проверки исправности системы зажигания. Вначале регулируют малые обороты двигателя, а затем пробуют приемистость двигателя без нагрузки (на холостом ходу). Главный жиклер подбирают на испытательном стенде или на шоссе. Хорошо отрегулированным карбюратор считается в том случае, если двигатель при разгоне мотоцикла быстро набирает обороты, начиная с первой передачи и кончая четвертой (при четырехступенчатой КПП) без перебоев в работе, без хлопков в карбюраторе и без провала по оборотам на всех ступенях передач.

Если же на первой передаче двигатель работает плохо, с пропуском такта взрыва, а по мере загрузки на третьей или четвертой

передаче работает хорошо, то это указывает на чрезмерно богатую смесь. Этот недостаток нужно обязательно устранить, в противном случае будут большие потери во времени при каждом разгоне мотоцикла после поворота. Особенно отрицательно это сказывается при разгоне мотоцикла перед подъемом на гору.

Правильность подбора главного жиклера также можно проверить по работе свечи зажигания. Для этой цели на прогретый двигатель ставят новую свечу, ранее подобранную по тепловой характеристике для данного двигателя. Если нет новой, то берут исправную свечу, бывшую в употреблении, у которой зачищают торец корпуса и электроды. Испытание проводят путем проезда мотоцикла 1—3 км по шоссе при полном открытии дросселя. После чего одновременно выключают зажигание, закрывают газ и выключают сцепление.

После остановки мотоцикла свечу вывертывают для осмотра. При правильно подобранном жиклере торец корпуса свечи должен быть чистым, а электроды свечей должны иметь темно-сероватый цвет. Если смесь бедная, поверхность электродов становится светло-серого цвета. В данном случае производительность жиклера необходимо увеличить.

По отложении на электродах свечи копоти (сажи) можно определить, что смесь чрезмерно богата, в данном случае жиклер необходимо уменьшить.

После смены каждого жиклера испытание повторяется вновь, а подготовка свечи по чистоте электродов и торца проводится заново. Здесь уместно напомнить, что на быстроту разгона влияет величина выреза дроссельного золотника со стороны входа воздуха. Если в запасе есть золотники с разными вырезами, то полезно проверить их действие испытанием при разгоне мотоцикла. Величина выреза при полном открытии дросселя на максимальную скорость не влияет.

Малые обороты двигателя регулируют, как уже было сказано ранее, винтом холостого хода и винтом упора дроссельного золотника. Чтобы подготовить мотоцикл для езды на большие дистанции, рекомендуется изготовить запасные тросы газа и сцепления, заранее уложив их параллельно действующими на мотоцикле.

Подготовка посадки гонщика зависит от вида соревнования. При этом обращают внимание на правильность постановки подножек при спортивной посадке. В соответствии с этим устанавливают и педаль заднего тормоза с таким расчетом, чтобы ход педали при торможении не превышал 25—30 мм, а расположение пяты тормозной педали было под носком или каблуком гонщика.

Тормоза переднего колеса регулируют с таким расчетом, чтобы при торможении не было резкой (мертвой) остановки колеса во время движения мотоцикла.

Чтобы повысить проходимость мотоцикла на трассе кросса, выпускную трубу устанавливают в верхнее положение, как показано на рис. 6. Известно, что выпускная труба вместе с глушителем в

значительной степени влияет на работу двухтактного двигателя. Поэтому двухтактный двигатель рекомендуется эксплуатировать только с подобранным для него глушителем.

Все это даст положительный результат лишь в том случае, если выпускная труба и глушитель будут соединены герметично.

Езда без глушителя или с ослабленным креплением выпускной трубы у фланца снижает мощность двигателя.

Перед каждым выездом следует проверить наличие топлива, масла в КПП, крепление всех узлов мотоцикла, исправность системы управления и давление в шинах.

ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ МОТОЦИКЛА ВО ВРЕМЯ ГОНОК

В настоящее время кросс проводится с двумя заездами. В перерывах между этими заездами механику и спортсмену необходимо просмотреть: состояние цепей, сцепления, проверить исправность колес, натяжение спиц, прочистить свечу и устранить выявленные неисправности. Проверить: наличие топлива и крепление основных узлов мотоцикла, топливный бак, седло, руль, подножки и глушитель. Кроме того, необходимо очистить ребра головки и цилиндра от грязи и вообще по возможности вычистить мотоцикл.

По условиям соревнования гойки по гравею дорожке состоят из серии заездов и в каждом из них мотоцикл и двигатель работают с большим напряжением. Поэтому многие узлы и детали выходят из строя. Механику и гонщику следует проверять мотоцикл перед каждым выездом. При этом в первую очередь надлежит осмотреть цепи, а если нужно, отрегулировать их натяжение, проверить состояние отдельных звеньев, крепление колес, щитков, топливного и масляного бачков, действие управления сцеплением, крепление карбюратора, исправность действия тормозов и т. д.

Топливо и масло доливают перед каждым заездом. При заправке топливом надо следить, чтобы оно было получено в день гонок и заливалось в бак из одной и той же бочки, а ведро и воронка были абсолютно чистыми.

Воронка должна иметь металлическую сетку. В случае дождя посуду для топлива следует прикрыть.

Между заездами периодически проверяют: соосность установки колес, крепление и исправность передней вилки, натяжение спиц колес и давление воздуха в шинах.

Цепи смазывают по мере надобности.

Механик должен иметь во время гонок запасные цепи, замки для цепей, свечи и прокладки для них.

Чтобы ускорить подготовку, необходимо иметь комплект инструментов, подобранных специально для данного мотоцикла. При этом полезно держать каждый инструмент в определенном месте с тем, чтобы на поиски его затрачивалось мало времени.

Техническое обслуживание мотоцикла во время гонок по ледяной дорожке дополняется более трудоемким уходом за колесами, снабженными стальными шипами. Поэтому между заездами, кроме обычного ухода и обслуживания двигателя и силовой передачи, необходимо следить за состоянием шипов. Ослабленные шипы, если позволяет конструкция, подтягивают специальным фасонным ключом. Одновременно проверяют давление в шинах, которое должно быть от 3 до 4 ат. В ходе гонок резко изменяется состояние ледяной дорожки, из-за чего понижается устойчивость мотоцикла, колеса с шипами которого были рассчитаны для гладкого льда. Поэтому полезно иметь запасные, зашипованные колеса, рассчитанные для езды по избитой ледяной дорожке. Кроме комплекта ключей, для обслуживания соревнований в зимних условиях необходимо иметь паяльную лампу, чтобы подогревать двигатель перед пуском. Между заездами проверяют: состояние защитных щитков, исправность ходовой части, дисковое сцепление и систему управления мотоциклом.

УХОД ЗА МОТОЦИКЛОМ ПОСЛЕ ГОНОК

Объем работы после любых соревнований определяется состоянием мотоцикла и интервалом времени между гонками. Для этой цели подробно осматривают все узлы мотоцикла и в зависимости от имеющихся дефектов и наличия времени между гонками устанавливают план восстановления мотоцикла. После всех видов гонок необходимо в первую очередь частично разобрать двигатель, осмотреть цилиндр, головку, состояние подшпнников шатуна, поршни и поршневые кольца. Затем проверить ходовую и силовую части мотоцикла.

В отдельных видах соревнований особую роль играют тормоза, поэтому тормозной системе должно уделяться большое внимание.

После окончания гонок у мотоциклов, двигатели которых работали на спиртовом топливе и касторовом масле, необходимо слить остатки спирта из бака и поплавковой камеры, касторовое масло, промыть двигатель и маслосистему, залить минеральное масло и бензин, завести двигатель и дать ему поработать 10—15 минут на малых оборотах. Эти мероприятия частично предохраняют карбюратор и кривошипный механизм от коррозии.

В тех случаях, когда мотоцикл ставят на длительную стоянку (консервацию), необходимо обеспечить деталям машины стойкость против коррозии. Для этого следует выполнить следующие работы:

- мотоцикл хорошо вымыть и насухо протереть;
- слить топливо из бензобака и карбюратора, после чего бензобак ополоснуть жидким маслом;
- если перед постановкой на консервацию двигатель эксплуатировался на спиртовом топливе, необходимо промыть поплавковую камеру и поплавков горячей водой, а затем протереть маслом;
- у двигателей, работавших на касторовом масле, слить из картера и маслобака остаток масла, залить автол, затем хорошо прогреть двигатель и вторично слить масло, после чего маслосистему еще раз заполнить автолом;
- произвести полную смазку мотоцикла;
- окрашенные поверхности покрыть пастой. Мотоциклы, окрашенные нитрокраской, покрываются восковой пастой № 290 (ТУ МХ17 № 273—48). Мотоциклы, окрашенные глифталевыми эмалями, покрывать восковой пастой нельзя, а нужно применить полировочную воду, так как находящийся в этой пасте скипидар, способен растворять глифталевые краски;
- хромированные части хорошо смазать техническим вазелином (ГОСТ 3045—51). При отсутствии этих смазок применить раствор воска (100 г) в бензине (0,25 л). Для предохранения хромированных деталей от воздействия газов и влаги их можно покрывать бесцветным лаком — цапонлаком № 951 (ГОСТ 5236—50);
- снять аккумулятор и отдать в подзарядку, после чего клеммы промыть крепким раствором кальцинированной или питьевой соды;
- один раз в месяц подзаряжать аккумулятор;
- вывернуть свечу и залить в цилиндр за два-три приема 20—30 см³ масла (автол 10), поворачивая при этом коленчатый вал двигателя;
- если мотоцикл будет храниться при температуре не ниже 5°C, то в шинах несколько снижают давление и разгружают от веса мотоцикла путем постановки рамы на подставку.

При хранении мотоцикла в помещении с низкой температурой шины рекомендуется снять, вложить в них слегка накаченные камеры. Шины желательно хранить в прохладном и темном помещении.

КРАТКИЕ ВЫВОДЫ

При выполнении работ по окончательной регулировке мотоцикла необходимо соблюдать следующие правила:

1. При испытании и доводке двигателя изменяется только один какой-либо параметр, влияющий на процесс сгорания. Остальные параметры должны оставаться постоянными. Например: если под-

бирается наимыгоднейший момент зажигания, то регулировка карбюратора не должна изменяться. И, наоборот, при регулировке карбюратора постоянным остается момент зажигания. При доводке всасывающей системы параметры выпуска и продувки остаются постоянными.

2. Испытание и доводка двигателя проводятся на таком топливе и масле, которые выдаются для соревнований.

3. Подбирать глушитель выпуска следует на отрегулированном двигателе.

4. Передаточные отношения нужно подбирать после регулировки и отладки двигателя и подбора глушителя выпуска.

5. Если по условиям эксплуатации мотоцикла предусмотрена постановка воздухофильтра или какое-либо другое устройство, то испытание и регулировка двигателя без этого устройства не допускаются.

6. Перед соревнованием нельзя изменять что-либо в регулировке или заменять топливо, за исключением явного признака нарушения регулировки по тем или иным причинам.

7. Пускать и прогревать форсированный двигатель следует на более горячей свече, а перед стартом ставить свечу, подобранную по режиму работы двигателя.

8. Собирать, разбирать и регулировать все механизмы мотоцикла нужно только при помощи исправного инструмента.

Каждый спортсмен должен вести дневник, куда следует записывать: состояние мотоцикла, когда и какие детали менялись, какие применялись свечи, топлива и масла, особенности регулировки двигателя, результаты, показанные на тренировках и на соревнованиях. Кроме того, в дневник записывают усовершенствования, применяемые другими участниками соревнований. Все это значительно облегчает последующую работу по подготовке мотоцикла и способствует повышению личного мастерства.

ГЛАВА XII.

ИСПЫТАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ НА СТЕНДЕ

Основной задачей испытания двигателей является определение его мощности, крутящего момента и экономичности. Двигатели испытывают на стендах, оборудованных тормозным устройством, предназначенным для поглощения развиваемой мощности и ее замера. Кроме того, стенд снабжен тахометром для замера

чисел оборотов вала тормоза, приспособлениями для питания карбюратора двигателя топливом и замера его расхода, а также приборами, необходимыми для проведения испытаний двигателя.

Помещение станции или лаборатории, где расположены стенды, оборудуется вентиляцией и канализацией для отвода выпускаемых газов и приспособлениями для охлаждения двигателя. Для мотоциклетных двигателей с охлаждением встречным потоком воздуха используются передвижные вентиляторы с регулируемой скоростью обдува.

Стенд представляет собой фундамент с замурованной в него чугунной плитой, на которой монтируются тормоз, силоизмерительный прибор, тахометр, а на плите — подставка для испытуемого двигателя.

ТОРМОЗНЫЕ УСТАНОВКИ

Основными видами тормозных устройств, применяемых для испытания мотоциклетных двигателей, являются гидравлические и электрические тормоза.

Гидравлические тормоза действуют по принципу сопротивления жидкости (воды) вращающемуся в ней телу. Схема гидравлического тормоза показана на рис. 120.

Вращающийся диск тормоза оказывается постоянно погруженным частью своей поверхности в кольцевом слое воды, вращаемом вместе с диском. Толщина этого слоя зависит от разности объемов, поступающей и вытекающей из тормоза воды и регулируется выходным краном.

Для увеличения к. п. д. тормоза и сокращения его габаритов диск снабжен штифтами, а кожух имеет штифты и ребра на боковых стенках.

Применяются и более сложные схемы увеличения гидравлических сопротивлений — к. п. д. тормоза.

Увлекаемая вращающимся диском вода за счет трения о кожух стремится повернуть кожух в сторону вращения. Кожух вращается на подшипниках вокруг оси, совпадающей с осью вала диска. Приложенный к кожуху тормозной момент уравнивается грузом или через рычажный механизм связан с силоизмерительным прибором (например, циферблатными весами).

Вал гидротормоза соединен одной стороной с испытуемым двигателем, а на другой находится жестко связанная с ним ведомая часть кулачковой муфты. Через кулачковую муфту вал тормоза соединен с электромотором, что необходимо при пуске двигателя на стенде.

Недостатками гидротормоза являются:

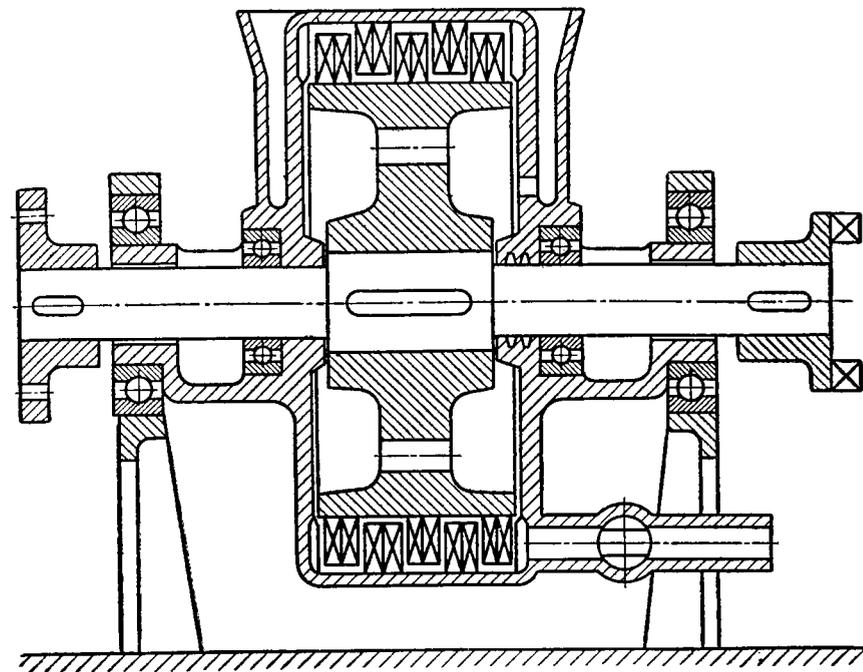


Рис. 120. Схема гидравлического тормоза.

— невозможность замера внутренних потерь двигателя методом прокручивания;

— зависимость показаний и их нестабильность при изменении давлений воды в сети водопровода.

Для испытания спортивных и особенно гоночных высокооборотных двигателей преимуществом гидротормозов являются их высокооборотность (до 40000 об/мин) и малый момент инерции вращающихся деталей тормоза. Последнее особенно важно при прихватах и заклинивании двигателя, поэтому количество поломок двигателей в этих случаях при испытаниях на гидротормозах значительно меньше, чем на электротормозах.

Электрические тормоза представляют собой балансирующую электрическую машину постоянного или переменного тока. В отличие от обычного генератора или электромотора статор тормоза посажен на подшипниках качения и может вращаться относительно оси, совпадающей с осью якоря (рис. 121). При вращении якоря, соединенного с испытуемым двигателем, статор также стремится вращаться за счет взаимодействия магнитных полей. Статор через рычажный механизм соединен с весами, показывающими усилие его сопротивления (тормозное усилие). Регулируя силу тока в обмотках возбуждения или напряжение в обмотках якоря, создают не-

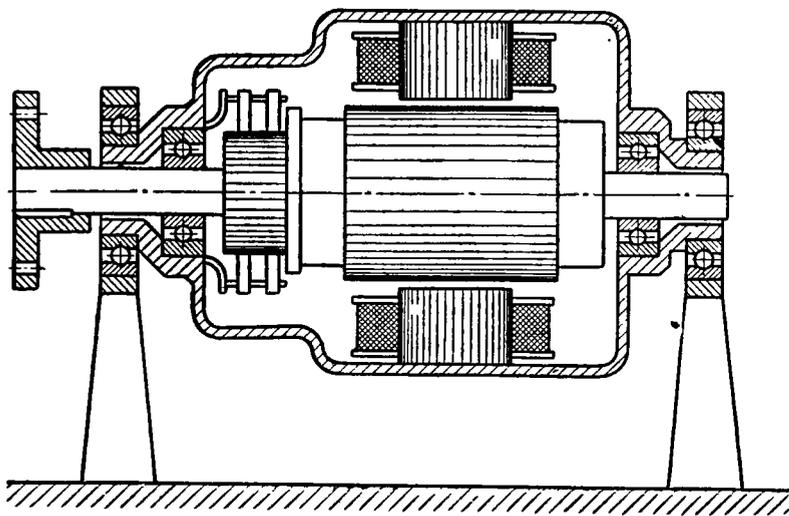


Рис. 121. Схема электрического тормоза.

обходимый тормозной момент машины. Питание электромашин постоянного тока происходит от отдельного умформера. Максимальные рабочие обороты современных электротормозов достигают 8000 об/мин по валу тормоза, поэтому при испытаниях высокооборотных гоночных двигателей их приходится соединять с валом тормоза через редуктор.

ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ АППАРАТУРА

Определение чисел оборотов вала тормоза. Для определения чисел оборотов вала тормоза большей частью применяются тахометры и тахоскопы. Электрические тормозы обязательно снабжаются тахометрами, соединенными посредством шестеренчатого редуктора с валом электромашин. Гидравлические тормоза последних конструкций также оснащены стендовыми тахометрами. Точность показаний большинства стендовых тахометров не превышает 50 об/мин. При снятии контрольных характеристик для более точного определения оборотов используют тахоскопы, погрешность которых не превышает 5—10 об/мин.

Измерение времени. При испытаниях время наиболее часто измеряют секундомерами. Применяются однострелочные секундомеры с точностью отсчета 0,2 сек., двухстрелочные с точностью

отсчета 0,1 сек. и для наиболее точных замеров лаборатории оснащены электрическими секундомерами — с точностью отсчета 0,02 сек.

Определение расхода топлива. Наиболее часто испытательные стенды снабжены установками для определения расхода топлива по объему. В топливopровode между баком и карбюратором вмонтированы трехходовой кран и мерные сосуды, которые в большинстве своем представляют три стеклянных шарика разного объема, соединенных между собой трубками и выполненных за одно целое друг с другом. На соединительных трубках нанесены метки, имеющие деления 15, 30 и 60 см³ или 6, 15 и 30 см³. Мерные сосуды должны быть заполнены топливом выше верхней метки. Во время замера выход топлива из бака перекрывается, и топливо расходуется из мерных сосудов. В тот момент, когда уровень топлива снизится до верхней метки, включается секундомер. Он выключается в тот момент, как только уровень топлива достигнет нижней метки. Часовой расход топлива определяется по формуле:

$$G = \frac{V_{\tau} \gamma 3,6}{t} \text{ кг/час,}$$

где

V_{τ} — объем мерного сосуда, см³;
 γ — удельный вес топлива, г/см³ или кг/л;
 t — время расхода, сек.

Удельный расход g_e определяется:

$$g_e = \frac{100 G}{N_e} = \frac{V_{\tau} \gamma 3600}{N_e t} \text{ г/л.с.ч.}$$

Для спортивных и гоночных двигателей особенно характерен удельный расход топлива, так как эксплуатационный часовой расход топлива сильно зависит от трассы, правильно подобранного передаточного отношения трансмиссии мотоцикла, мастерства вождения спортсмена и оптимально подобранной регулировки карбюратора.

Измерение температуры. Температуру измеряют стеклянными жидкостными термометрами, манометрическими термометрами и пирометрами (термопарами).

Определение расхода количества воздуха, всасываемого двигателем, необходимо для того, чтобы узнать коэффициент наполнения. Однако замер расхода воздуха невозможен для двигателей, форсированных путем увеличения коэффициента наполнения, так как при этом нарушается нормальная работа впускного тракта, что приводит к резкому падению мощности.

Кроме того, замер расхода воздуха не дал бы возможности определить действительный коэффициент наполнения и по другой причине: высокофорсированные по оборотам двигатели имеют

большое перекрытие клапанов или каналов, что приводит к потере воздуха и смеси за счет прямого выброса. Наличие мегафона дополнительно увеличивает прямой выброс.

По указанным причинам замер расхода воздуха при испытаниях гоночных и спортивных двигателей не производится.

Определение крутящего момента и мощности двигателя. На современных тормозных установках определить тормозное усилие или тормозной момент нужно при помощи циферблатных весов, соединенных со статором тормоза рычагом. Если длина этого рычага равна 0,7162 м, то циферблат весов градуируется в кг; а если она равна 1 м — в кгм.

Подсчет мощности и крутящего момента двигателя

1. Длина рычага тормоза равна 0,7162 м, показания весов в кг. Мощность двигателя

$$N_e = \frac{G \cdot n}{1000} \text{ л. с.}$$

где

G — показания весов, кг;

n — число оборотов вала тормоза в мин.

Крутящий момент двигателя $M = 0,7162 G$ кгм.

2. Длина рычага тормоза равна 1 м, показания весов в кгм. В этом случае крутящий момент двигателя равен показанию весов. Мощность двигателя

$$N_e = \frac{M \cdot n}{716,2} \text{ л. с.}$$

ОБКАТКА ДВИГАТЕЛЯ

В отличие от дорожных спортивные и особенно гоночные двигатели имеют очень малый срок эксплуатации на максимальном режиме (моторесурс), поэтому продолжительность обкатки их должна быть возможно минимальной. На гоночных двигателях снижение времени обкатки достигается за счет тщательно подогнанных сопряжений и высокой чистоты обработки трущихся поверхностей. В практике ВНИИМОТОПРОМа холодная обкатка двигателей С259 и С360 проводится в течение 1—1,5 часа (окончание ее определяется прекращением снижения потерь на прокручивание двигателя), а горячая обкатка — 2—2,5 часа.

ИСПЫТАНИЯ

Для мотоциклетных двигателей, имеющих в основном охлаждение встречным потоком воздуха, особенно важен температурный режим во время стендовых испытаний. Поэтому на время испытаний задается максимально допустимая температура, в большинстве случаев равная 180°C, при достижении которой двигатель выключается. О температурном режиме двигателя принято косвенно судить по температуре под запальной свечой, а для четырехтактных двигателей дополнительно еще и по температуре масла. Замер температуры под запальной свечой дополнительно может показать и перегрев свечи ввиду ее недостаточного калильного числа. При этом наблюдается очень быстрое повышение температуры. Однако наиболее точно и просто можно убедиться в наличии калильного зажигания, периодически выключая его. Следует отметить, что калильное зажигание на свечах 10-мм ряда ощущается заметно слабее, чем на свечах 14-мм ряда.

Испытания гоночных и спортивных двигателей начинают с регулировки по топливу, так как обеднение смеси может привести к прихвату и к прогоранию поршня.

Снятие скоростных характеристик производится снизу вверх — от меньших оборотов к большим. Определяют число оборотов максимальной мощности во всем диапазоне рабочих чисел, указанных программой испытаний или инструкций, при этом для четырехтактных двигателей не допускается превышение оборотов, сверх указанных в программе. Невыполнение этого усилия приводит к поломке клапанного механизма.

Карбюратор двигателя во время испытаний должен иметь воздушный корректор, пользуясь которым испытатель быстро устанавливает правильность регулировки по топливу. Подбор резонансной длины впускного патрубка карбюратора проводится последовательным снятием ряда скоростных характеристик с каждой длиной патрубка.

Для каждой длины патрубка обязательна регулировка по топливу. Следует помнить, что кривые N_e и $P_e(M)$ при использовании резонансного наддува в ряде случаев имеют провалы, поэтому скоростная характеристика должна быть снята во всем диапазоне оборотов, указанных программой. Для снятия расхода топлива приходится увеличить время работы двигателя. Для гоночных двигателей в этом случае используют мерные сосуды наименьшего объема — 6 и 15 см³.

Мощность трения определяется затратой мощности на прокручивание двигателя от электрического стенда. При этом дроссельные золотники карбюраторов должны быть полностью открыты, свечи завернуты, а температура масла четырехтактного двигателя должна соответствовать рабочему диапазону температур при снятии скоростной характеристики на аналогичном режиме оборотов.

Более точно замер мощности трения производится с выключенным зажиганием сразу же после снятия скоростной характеристики.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРИВЕДЕННОЙ МОЩНОСТИ, КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА И СРЕДНЕГО ЭФФЕКТИВНОГО ДАВЛЕНИЯ

При испытании гоночных и спортивных двигателей в большинстве случаев мощность снимается не непосредственно с коленчатого вала двигателя, а с первичного вала или вторичного вала коробки передач. Следовательно, при этом происходят потери мощности, учитываемые к. п. д. привода и зависящие от конструкции привода и места отбора мощности. Определение точного значения к. п. д. привода сопряжено со значительными техническими трудностями и не является постоянной величиной для всего рабочего диапазона оборотов.

Наполнение, а значит, и мощность двигателя зависят от давления и температуры окружающего воздуха, поэтому замеренные нагрузку и крутящий момент и подсчитанные по ним мощность и среднее эффективное давление следует привести к нормальным атмосферным условиям, т. е. давлению 760 мм рт. ст. и температуре 15° С. Только с учетом к. п. д. привода и приведения к нормальным атмосферным условиям возможно сравнить параметры двигателей, испытанных на разных тормозных установках и при различных атмосферных условиях.

Коэффициент α приведения к нормальным атмосферным условиям подсчитывается по формуле:

$$\alpha = \frac{760}{B} \cdot \frac{530 + t_v}{545},$$

где B — барометрическое давление во время испытаний, мм рт. ст.
 t_v — температура воздуха, засасываемого карбюратором, °С.

Приведенная мощность с учетом к. п. д. — $\eta_{пр}$ привода

$$N_{e_{пр}} = \frac{N_e \cdot \alpha}{\eta_{пр}} \text{ л. с. ,}$$

соответственно:

$$M_{пр} = \frac{M \cdot \alpha}{\eta_{пр}} \text{ кгм и } P_{e_{пр}} = \frac{P_e \cdot \alpha}{\eta_{пр}} \text{ кг/см}^2.$$

ГЛАВА XIII.

МАТЕРИАЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ДЛЯ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ГОНОЧНЫХ И СПОРТИВНЫХ МОТОЦИКЛОВ

ДВИГАТЕЛЬ

Цилиндр. В большинстве случаев на гоночных и спортивных мотоциклах применяется составной цилиндр, имеющий орбренную муфту (рубашку) и гильзу. Рубашку отливают из алюминиевых сплавов АЛ5 или АЛ4. (Термообработка Т1, твердость НВ=65—70). Гильзы цилиндров гоночных и ряда спортивных двигателей отливают центробежным способом из высоколегированного чугуна с аустенитной структурой.

Химический состав чугуна:

$$\begin{aligned} C &= 2,7-3,5\%; \\ S_i &= 1,0-2,0\%; M_n = 0,8-1,5\%; C_r = 1,5-4,0\%; \\ N_i &= 12-16\%; C_u = 6-8\% \text{ и } F_e \text{—остальное;} \\ S &\gg 0,10; P = 0,4 \end{aligned}$$

Твердость гильзы НВ=156—197. Для гильз большинства спортивных двигателей применяется перлитный серый чугун, имеющий следующий химический состав:

$$\begin{aligned} C &= 3,0-3,5\%; \\ S_i &= 1,8-2,5\%; N_i = 0,6-1,2\%; M_n = 0,5-0,9\%; \\ C_r &= 0,25-0,55\%; P = 0,2-0,6\%; \\ S &= 0,12\% \text{ не более; } F_e \text{—остальное. Твердость } HB = 207-255. \end{aligned}$$

Однако на ряде спортивных двигателей, как двухтактных, так и четырехтактных, используются цилиндры, отлитые за одно целое с ребрами. Материалом для них служит перлитный чугун примерно такого же химического состава, какой был приведен выше.

На двухтактных гоночных двигателях для повышения прочности и снижения износов от хромированного кольца наилучшие результаты получаются при применении гильзы из стали 38ХМЮА или 38ХЮА с азотацией на глубину 0,3—0,4 мм. Азотированная поверхность зеркала цилиндра должна иметь минимально возможный пропуск на окончательную обработку, так как твердость азотированного слоя на поверхности HR15=85—90, а на глубине

0,2 мм HR15=70. Кроме того, увеличение глубины азотаций больше деформирует гильзу. Очень высокая твердость азотированного слоя не изменяется при повышении температуры до 450°C.

Головки цилиндров, не имеющие футорки под свечу, в большинстве случаев отливают из алюминиевого сплава АЛ1 (термообработка Т1, твердость НВ=95—100). Однако отливка головок из этого сплава технически трудна ввиду низких литейных качеств сплава. Поэтому для большинства спортивных двигателей материалом для головок служит сплав АЛ5 (термообработка Т1, твердость НВ=65 не менее).

Картер отливают из алюминиевых сплавов АЛ4 и АЛ10В (термообработка Т1, твердость НВ=65 не менее). Чтобы снизить вес гоночных мотоциклов, в ряде случаев картер отливают из магниевого сплава МЛ5 (термообработка Т5, твердость НВ=65—70). Крупным недостатком магниевых сплавов является очень низкая их антикоррозионная устойчивость, вследствие чего при магниевых картерах в качестве горючего нельзя использовать спирт метанол, который будет разъедать магниевые сплавы. Следует отметить, что магниевые сплавы склонны к межкристаллитной коррозии, при которой разрушение происходит по границам зерен сплава и распространяется на большую глубину. За 2—3 года прочность картера снизится резко. Практически этот вид коррозии невозможно обнаружить при внешнем осмотре.

Поршни. На гоночных двигателях, имеющих рабочий объем одного цилиндра не свыше 125 см³, и спортивных—до 175 см³ в основном применяются литые поршни из высококремнистых алюминиевых сплавов. В отечественной промышленности наиболее широко распространены сплавы № 1 и 2 по нормали Н1160—50. Однако большей жаропрочностью обладает высококремнистый литейный сплав Лоу-Экс.

Химический состав этих сплавов приведен в таблице 34.

Таблица 34

Название сплава	Содержание основных легирующих элементов (%)						Твердость поршня после термообработки
	Cu	Si	Mg	Fe	Ni	Mn	
Сплав № 1	2—44	10—12	0,5—1,3	0,8 макс.	0,9—2,0	0,5—1,3	100—135
Сплав № 2	1,5—2,5	17—20	0,5—1,3	0,8—1,0	0,9—1,2	0,5—1,0	100—135
Лоу-Экс	0,6—1,0	11,2—14,2	0,9—1,2	0,8—1,2	2,2—2,7	—	120—140

Термообработка поршней состоит из закалки и отпуска и производится после предварительной механической обработки поршня. Отливают поршни только в кокиль.

В двигателях с большим рабочим объемом одного цилиндра

поршни работают при более высокой температуре, поэтому на них применяются кованные поршни из алюминиевого сплава АК-4. Однако это требует увеличения температурных зазоров между поршнем и цилиндром в 1,20—1,35 по сравнению с литыми поршнями. Термообработка поршней из сплава АК-4 аналогична литым поршням (твердость НВ=100—120).

Поршневые кольца для всех четырехтактных и спортивных двухтактных двигателей изготавливают из серого перлитного чугуна, имеющего следующий химический состав:

$C=3,75-3,9\%$; $Mn=0,5-0,75\%$;

$Si=2,4-2,6\%$; $P=0,35-0,5\%$;

$Cr=0,25-0,35\%$; $Ti=0,08-0,18\%$;

$C_u=0,25-0,5\%$; S —не более 0,05%; Fe —остальное.

В ряде случаев используют индивидуальную отливку колец заданной формы в свободном состоянии. Твердость колец HRB=98—104.

Чтобы увеличить износостойкость верхнего компрессионного кольца, в основном на четырехтактных двигателях применяется пористое хромирование трущейся поверхности. Общая толщина хрома равна 0,15—0,20 мм, из нее слой пористого хрома составляет примерно 0,05 мм.

На двухтактных гоночных двигателях в основном ставят стальные хромированные кольца, покрытие которых аналогично вышеуказанным хромированным чугунным кольцам. Стальные кольца изготавливают из стали 40Х, 60ХГ, 65Г, 60С2 или 50ХФА. Перед окончательной обработкой и хромированием кольцо закаляют (твердость HRC=45—50).

Поршневые пальцы для спортивных двигателей в основном изготавливают из стали 15Х, а более нагруженные пальцы гоночных двигателей—из стали 12ХНЗА и 12Х2Н4А. Наружную поверхность пальца цементируют на глубину 0,5—0,8 мм или цианируют на глубину 0,2—0,3 мм, после чего закаляют (твердость HRC=58—62).

Стопорные кольца поршневого пальца изготавливают из стальной пружинной проволоки типа ГТЗА и подвергают отпуску при 240—260°C.

Шатуны. На форсированных спортивных двигателях основным материалом для изготовления шатунов является сталь 12ХНЗА, а на особо форсированных гоночных двигателях—сталь 18ХНВА. Беговые дорожки подшипников качения большой, а для двухтактных гоночных двигателей и малой головок шатуна подвергают цементации. Глубина слоя большой головки в зависимости от толщины стенки колеблется от 0,8 до 1,5 мм, а малой головки—от 0,3 до

0,6 мм (после закалки твердость HRC=60—63). Все остальные поверхности шатуна предохраняют от цементации (твердость этих поверхностей HRC=32—40). Материалом для втулки малой головки шатуна гоночных четырехтактных двигателей служит бронза ОФ 10—1, а для спортивных двигателей — бронза ОЦС 4—4—2,2 и АЖ 9—4.

Коленчатый вал. Материалы, применяемые для изготовления деталей коленчатого вала, их термообработка в основном зависят от конструкции коленчатого вала и двигателя (см. главу V).

Наиболее нагруженной деталью коленчатого вала зачастую является кривошипный палец, поэтому он выполняется из сталей 12ХНЗА и 18ХНВА. В большинстве случаев ролики подшипника большой головки шатуна работают непосредственно по поверхности пальца, тогда палец цементируют на глубину 0,8—1,5 мм и 0,5—0,8 мм и закаляют (твердость HRC=60—63).

В коленчатых валах, собираемых на торцовых шлицах, ролики работают по кольцу (см. рис. 19), поэтому обе части кривошипного пальца, выполненные за одно целое со щеками и цапфами, не цементируются. Такие коленчатые валы изготавливаются из сталей 12ХНЗА или 12Х2Н4А и для повышения прочности улучшаются до твердости HRC=25—30. Относительно низкая твердость обусловлена тем, что механическая обработка деталей коленчатого вала производится из термически обработанных заготовок. Таким способом удастся полностью избежать деформаций деталей при термообработке. В коленчатых валах, собираемых на торцевых шлицах, очень высокие знакопеременные напряжения возникают в стяжных болтах, поэтому болты изготавливают из стали, обладающей максимальной усталостной прочностью (18ХНВА), и закаляют (твердость HRC=35—38). Кольцо роликоподшипника изготавливают из стали 12ХНЗА. Оно цементируется на глубину 0,5—0,8 мм и закаливается (твердость HRC=60—63).

Сепаратор роликового подшипника большой головки шатуна изготавливают из дюралюминия Д16Т, а для гоночных высокооборотных двигателей и из В95Т. Буква «Т» показывает, что прутки дюралюминия поставляются в термически обработанном состоянии. Твердость дюралюминия Д16Т равна HB=100—105, а В95Т HB=140—160. Для игольчатых шатунных подшипников, применяемых в основном на двухтактных двигателях, сепараторы изготавливают или из дюралюминия тех же марок, или используют стальные тонкостенные сепараторы (см. рис. 38). Сепараторы изготавливают специализированные фирмы, выпускающие подшипники (Дюркоп—ФРГ; СКФ—Швеция и др.). Делать такие сепараторы в условиях опытного производства значительно сложнее, чем дюралюминиевые, а качество изготовления и надежность в работе значительно уступают стальным сепараторам, выпущенным специализированными фирмами.

Впускной клапан гоночных двигателей изготавливают в ВНИИ-МОТОПРОМе из титановых сплавов ВТЗ-1 и ВТ8. На спортивных двигателях устанавливают клапан из стали ЭИ-72 (Х12Н7С). Твердость HRC=41—44. Материалом для выпускных клапанов гоночных двигателей служит жаростойкий сплав ЭИ-437Б и ЭИ-617, спортивных двигателей — сталь ЭИ-69. Твердость HB=179—269 (термообработке не подвергаются).

Термообработка материалов, из которых изготавливают клапаны (исключая ЭИ-69), очень сложный процесс и возможна только в условиях специализированных предприятий, снабженных необходимой аппаратурой и установками. Термообработка титановых и жаростойких сплавов проводится по специальным техническим условиям. Следует знать, что при переделке клапана из готового клапана или заготовки нельзя подвергать клапан никаким видам термической обработки и особенно сварке, поэтому переделку или изготовление следует проводить только за счет механической обработки. Ввиду недостаточной твердости торца стержня клапана и большинства материалов, применяемых для клапанов, на него надевают колпачок из закаленной стали (исключение составляет сталь ЭИ-72).

Колпачок изготавливают из стали 45 или 40Х и закаляют (твердость HRC=40—44). Очень редко для уменьшения износа стержня клапанов, изготовленных из стали ЭИ-69 и ЭИ-72, их подвергают азотации на глубину 0,2—0,3 мм (твердость HRC=85). В этом случае клапан из стали ЭИ-69 может работать без колпачка.

Седло клапана. Для работы в паре с клапаном из титанового сплава впускное окно изготавливают из бронзы АЖН 10—4—4. На стальных впускных клапанах используется более износоустойчивое чугунное седло. С целью улучшения теплоотвода седло выпускного клапана изготавливают из бронзы АЖН 10—4—4.

Направляющие клапанов. Для работы в паре с клапаном из титанового сплава направляющие изготавливают из бронзы ОФ 10—1. Направляющие для стальных клапанов, стержни которых подвергнуты азотации, а для стали ЭИ-72 и без нее изготавливают из серого перлитного чугуна (в большинстве случаев применяется тот же чугун, что используется для гильзы цилиндров или поршневых колец). Для клапана из стали ЭИ-69, стержень которого не подвергается азотации, необходимо изготавливать направляющую из бронзы ОФ 6,5—0,4, а наименьшие износы достигаются при бронзе ОФ 10—1.

Для клапанов, изготовленных из жаростойких сплавов ЭИ437Б и ЭИ 617, применяются направляющие из бронзы ОФ 10—1.

Клапанные пружины изготавливают из стальной шлифованной проволоки 50ХФА. Пружины термообработывают (твердость HRC=

42—47), после чего для увеличения усталостной прочности (в 2—3 раза) их подвергают дробеструйной обработке.

Тарелку пружины в большинстве случаев изготавливают из дюралюминия В95Т. Стальные тарелки, применяемые на некоторых спортивных двигателях, сделаны из сталей 35, 40 и 40Х и закаляются (твердость HRC=35—40).

Кулачки газораспределения. Из-за высоких удельных давлений контактные поверхности кулачка и толкателя наплавляют сормайт-ом № 1 или хромируют. В этом случае кулачки изготавливают из сталей 35 или 40Х и улучшают до твердости HRC=32—36. Кулачки, имеющие тонкую стенку между отверстиями под распределительный вал и затылком (2—3 мм), изготавливают из стали 12ХНЗ, улучшаемой до твердости HRC=32—40. Для менее дорогостоящих и высокооборотных спортивных двигателей кулачки изготавливают из сталей 15 и 15Х, затем их цементируют на глубину 0,8—1,3 мм и закаливают (твердость HRC=58—63).

Рокеры, коромысла, толкатели изготавливают из сталей 12Х2Н4А, 12ХНЗА (особенно нагруженные из стали 18ХНВА), улучшают до твердости HRC=34—40. При этом поверхность, по которой работает кулачок, наплавляют сормайт-ом № 1. Но на многих гоночных и спортивных двигателях эту поверхность цементируют на глубину 0,5—0,8 мм и закаливают (твердость HRC=58—63).

Толкатели штанговых двигателей в ряде случаев изготавливают из специального чугуна (химический состав аналогичен чугунным гильзам) с отбелом поверхности контактов с кулачком. Твердость этой поверхности HRC=50—52, других поверхностей толкателя HB=207—225.

Штанги изготавливают из стальных тонкостенных труб размером 8×1 мм 30ХГСА, закаленных — HRC=32—38. Более жесткой является дюралюминиевая штанга, особенно имеющая параболическую форму. Для штанг применяется дюралюминий Д16Т и В95Т. Использование дюралюминиевых штанг на двигателях с алюминиевой головкой и гильзованным алюминиевым цилиндром обеспечивает примерно одинаковое удлинение этих деталей и не вызывает такого резкого изменения зазоров клапанов, как при стальных штангах (по мере прогрева двигателя). Материалом для наконечников штанг служит сталь 15Х или 12ХНЗ. Контактные поверхности наконечников штанг цементируют на глубину 0,5—0,7 мм и закаливают (твердость HRC=58—62). Остальные поверхности предохраняют от сквозной цементации.

Шестерни механизма газораспределения изготавливают из стали 12ХНЗА, а особенно нагруженные — из стали 12Х2Н4А или 18ХНВА. Шестерни цементируют на глубину 0,2—0,5 мм (в зависимости от модуля зацепления или цианируют на глубину 0,2—0,3 мм и затем закаливают (твердость HRC=58—62).

Валы механизма газораспределения гоночных двигателей изготавливают в основном из стали 12ХНЗА, особенно при наличии шлицев, они цементируются и закаляются аналогично шестерням.

Менее нагруженные валы (особенно спортивных мотоциклов) изготавливают из стали 40Х и 40ХН и улучшают до твердости HRC=28—32. Распределительные валы, выполненные за одно целое с кулачками, изготавливают из тех же материалов, какие применяются для кулачков.

Маслонасос. Корпус и крышки маслонасоса изготавливают из дюралюминия Д1Т или Д16Т. В ряде случаев их отливают из алюминиевых сплавов АЛ4 и АЛ10. Шестерни маслонасоса делают из мягкой стали 45 или 40Х и реже улучшают (твердость HRC=25—32).

Коробка передач. Шестерни и валы коробок передач изготавливают из сталей 12ХНЗА, 12ХНЗ и 12ХН2А, цементируют на глубину 0,3—0,7 мм в зависимости от модуля зацепления или цианируют на глубину 0,2—0,3 мм и закаливают (твердость HRC=58—62).

Сцепление. *Фрикционный диск.* При сухих многодисковых сцеплениях, которыми в основном оснащены современные гоночные мотоциклы, фрикционный диск для механической прочности армирован, т. е. стальной диск залит с обеих сторон пластмассой. Диск изготавливают из листовой стали 40. Чтобы уменьшить износ шлицев, в ряде случаев диск улучшают (твердость HRC=30—35). При этом твердость диска должна быть меньше твердости ведущего барабана на 5—10 единиц шкалы С Роквелла.

Ведомый диск изготавливают из той же марки стали, что и стальной диск.

Нажимный диск изготавливают из стали 40 или 45 и улучшают до твердости HRC=35—40. В ряде случаев его отливают из алюминиевого сплава АЛ4 (термообработка Т6, твердость HB=70 не менее).

Опорный диск изготавливают из стали 40, улучшенной до твердости HRC=35—40, если сцепление имеет отдельный ведомый барабан. В случае совмещения опорного диска и ведомого барабана в одной детали (сцепление С259, С360, КР-5 и др.) опорный диск делают из стали 12ХНЗА. Цементируют диск на глубину 0,5—0,8 мм и закаливают до твердости HRC=58—62.

Ведущий барабан изготавливают из стали 45 или 40Х (твердость HRC=40—45).

Пружины сцепления изготавливают из стальной проволоки 1 класса. Готовые пружины подвергаются отпуску при 240—260°С.

ХОДОВАЯ ЧАСТЬ

Рама гоночных, кроссовых и ипподромных мотоциклов изготавливают из стальных цельнотянутых труб 30ХГСА, а на иностранных мотоциклах широко применяются хромомолибденовые трубы. Сварка труб стали 30ХГСА производится хромомолибденовым прут-

ком со специальной обмазкой и требует высокой квалификации сварщика. После сварки рама подвергается специальной термообработке (твердость HRC=32—38). Для остальных спортивных мотоциклов рамы изготавливают из цельнотянутых труб (сталь 35).

Колеса. Ступицы колес и крышки тормозов отливают из алюминиевых сплавов АЛ4 и АЛ10 и из магниевых сплавов МЛ5. Тормозные барабаны в основном изготавливают из серого чугуна (твердость HB=207—255). Ободья колес гоночных мотоциклов изготавливают из профильного проката алюминиевого сплава АВ. Для спортивных мотоциклов используются стальные ободья серийных дорожных мотоциклов.

Оси колес изготавливают из сталей 30ХМА, 30ХГСА и 40ХН, улучшаемых до твердости HRC=32—36.

Цепные зубчатки. Зубчатка коробки передач (ведущая) изготавливается из стали 15 или 15Х, цементируется на глубину 0,6—0,8 мм и закаливается до твердости HRC=58—62. Зубчатки заднего колеса (ведомые) для гоночных мотоциклов с малым рабочим объемом двигателя (не выше класса 175 см³) изготавливают из дюралюминиевого листа Д16Т (твердость HB=100—115). Для гоночных мотоциклов с большим рабочим объемом двигателя и большинства спортивных мотоциклов зубчатки заднего колеса изготавливают из сталей 45—50 или 40Х и не термообработывают во избежание коробления.

Пружины подвески. Пружины передней вилки и задней подвески кроссовых и гоночных мотоциклов в основном изготавливают из стальной проволоки 50ХФА, термообработывают до твердости HRC=42—47. Что повысить усталостную прочность, в ряде случаев пружины подвергают дробеструйной обработке. Для остальных спортивных мотоциклов применяется стальная проволока 65Г и 60С2А (термообработка до твердости HRC=42—47).

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
ГЛАВА I. МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ	
Рабочий объем двигателя. Индикаторная и эффективная мощности и мощность трения	5
Характеристики мотоциклетных двигателей	10
Литровая мощность	13
ГЛАВА II. ПОВЫШЕНИЕ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ	
Способы повышения среднего эффективного давления	14
Повышение среднего эффективного давления за счет увеличения степени сжатия	15
Повышение среднего эффективного давления двухтактных двигателей за счет увеличения коэффициента наполнения	17
Повышение среднего эффективного давления двухтактных двигателей за счет увеличения коэффициента наполнения	24
Влияние атмосферных условий и видов топлива на коэффициент наполнения	28
Повышение мощности путем увеличения числа оборотов	30
ГЛАВА III. ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИИ НА МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ	
Конструкция четырехтактных гоночных двигателей	33
Конструкция двухтактных гоночных двигателей	45
Конструкция основных узлов гоночных и спортивных двигателей	52
ГЛАВА IV. ДИНАМИКА МОТОЦИКЛА	
Общие силы сопротивления	82
Ускорение мотоцикла	87
Мощностной балаис	88

Крутящий момент колеса	89
Тяговое усилие колеса	90
Влияние подбора передаточных отношений в коробке передач	91
Связь между скоростью мотоцикла и числом оборотов двигателя	91
ГЛАВА V. РЕМОНТ И ПОДГОТОВКА ДВИГАТЕЛЯ	93
Общие сведения	93
Монтаж головки цилиндра двухтактного двигателя	96
Монтаж головки цилиндра четырехтактного двигателя	98
Зазоры в клапанах	100
Монтаж деталей механизма распределения	100
Монтаж и ремонт цилиндра четырехтактного двигателя	104
Ремонт и подготовка цилиндра двухтактного двигателя	105
Подготовка поршня и колец	108
Подготовка коленчатого вала	114
Уравновешивание двигателя	116
ГЛАВА VI. ЗАЖИГАНИЕ И ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ МОТОЦИКЛА	120
Основные сведения	120
Батарейное зажигание	120
Зажигание от генератора переменного тока	120
Зажигание от генератора постоянного тока	122
Зажигание от магнето	122
Установка зажигания	124
Установка зажигания форсированного двигателя	125
Свечи зажигания	127
Ремонт электрооборудования мотоцикла	131
Регулировка реле-регулятора	133
Зарядка аккумулятора	135
ГЛАВА VII. ПОДГОТОВКА КАРБЮРАТОРА К РАБОТЕ	137
Основные сведения	137
Разборка карбюратора	138
Регулировка карбюратора	141
Регулировка карбюратора на синхронность работы	144
Влияние различных факторов на регулировку карбюратора	145
Подбор и монтаж карбюратора для спортивных целей	150
Уход за топливной системой	153

ГЛАВА VIII. ТОПЛИВО И СМАЗКА ДЛЯ СПОРТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ 154

Топливо для двигателей мотоциклов	154
Антидетонаторы	157
Спиртовое топливо	158
Топливные смеси для высокофорсированных двигателей	159
Особенности эксплуатации двигателя на спиртовом топливе	160
Методика подбора топлива	161
Смазка спортивных мотоциклов	162
Смазка двухтактного двигателя	166
Простейшие способы проверки качества масла	166
Консистентные смазки	167

ГЛАВА IX. ПОДГОТОВКА СИЛОВОЙ ПЕРЕДАЧИ 168

Подготовка дискового сцепления	169
Подготовка коробки передач	172
Ремонт главной передачи мотоциклов К-750 и М-62	176
Основные условия для сборки узлов главной передачи	177
Подбор передаточных отношений	178
Уход за цепями	179

ГЛАВА X. ПОДГОТОВКА ХОДОВОЙ ЧАСТИ МОТОЦИКЛА 182

Внешний осмотр и разборка	182
Осмотр и ремонт рамы	182
Ремонт колес	184
Ремонт передней вилки	186
Ремонт и регулировка задних подвесок	190
Монтаж щитков и подножек	192
Подготовка тормозной системы	192
Монтаж шин	194
Подготовка руля и деталей управления мотоциклом	195
Подготовка ходовой части для гонок по гравийной дорожке и льду	197
Монтаж шипов на колеса	200
Подготовка ходовой части мотоцикла с коляской	204

ГЛАВА XI. ОКОНЧАТЕЛЬНАЯ РЕГУЛИРОВКА МОТОЦИКЛА 206

Основные сведения	206
Техническое обслуживание мотоцикла во время гонок	208
Уход за мотоциклом после гонок	209
Краткие выводы	210

ГЛАВА XII. ИСПЫТАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ НА СТЕНДЕ .	211
Тормозные установки	212
Измерительная аппаратура	214
Обкатка двигателя	216
Испытания	217
Определение приведенной мощности, крутящего момента и среднего эффективного давления	218
ГЛАВА XIII. МАТЕРИАЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ДЛЯ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ГОНОЧНЫХ И СПОРТИВНЫХ МОТОЦИКЛОВ	219
Двигатель	219
Ходовая часть	225

**Александр Никитович Силкин,
Борис Сергеевич Карманов**

ПОСОБИЕ МЕХАНИКАМ МОТОЦИКЛОВ

Редактор *К. И. Михайлов.*
Художественный редактор *Г. Л. Ушаков.*
Технический редактор *М. А. Медведева.*
Корректор *В. В. Крылова.*

Г-71077. Сдано в набор 9/XII-69 г. Подписано к печати 3/VII-70 г. Изд. № 1/4772.
Формат 60×90¹/₁₆. Бумага типографская № 3. Тираж 100 000 экз. Цена 51 коп.
Объем 14,5 усл. п. л. Уч. изд. л. 14,67.

Издательство ДОСААФ, Москва, Б-66, Ново-Рязанская ул., д. 26.
Типография изд-ва «Омская правда», г. Омск, пр. Маркса, 39. Заказ 12869.

ДОРОГИЕ ЧИТАТЕЛИ!

Издательство ДОСААФ запланировало выпустить в 1971 году книгу Я. С. Попова «Первоначальное обучение мотоциклиста». Объем 15 печ. л.

Мотоциклетным спортом с увлечением занимаются сотни тысяч юношей в городах и сельской местности.

Чтобы стать настоящим мотоспортсменом, нужно отлично освоить технику и тактику вождения мотоцикла, быть физически закаленным, знать устройство мотоцикла и правила его эксплуатации.

В книге рассматриваются вопросы, связанные с обучением езде на «стальном коне», с техникой управления. Подробно освещается методика тренировок, приводится множество упражнений, направленных на совершенствование спортивного мастерства мотогонщиков. Излагаются основы физической, спортивно-технической и тактической подготовки мотоспортсмена.

Специальные главы книги посвящены вопросам планирования спортивной тренировки и гигиеническому режиму мотогонщика.

Книга предназначена для подготовки мотоспортсменов. Она будет интересна всем, кто увлекается мотоциклетным спортом.

Цена 51 коп.