

РАСЧЕТ СЦЕПЛЕНИЯ

При расчете сцепления определяют:

- а) необходимый момент трения;
- б) размеры, материал и количество трущихся поверхностей, силу нажимных пружин и удельное давление.

Кроме этого, рассчитывают на прочность детали сцепления и механизма управления им.

§ 132. МОМЕНТ ТРЕНИЯ СЦЕПЛЕНИЯ

Во избежание пробуксовывания момент трения сцепления должен быть больше, чем максимальный крутящий момент, подводимый к сцеплению. Поэтому для мотоциклов с карданной силовой передачей расчет момента трения сцепления ведется по формуле

$$M_c = M_m \beta, \quad (254)$$

где M_m — максимальный крутящий момент двигателя;
 β — коэффициент запаса сцепления, которым задаются в пределах 1,2—1,6.

Точно так же рассчитывают M_c для мотоциклов с цепной передачей, у которых сцепление расположено на коленчатом валу двигателя. Для мотоциклов с цепной передачей

$$M_c = M_m i_{n,n} \beta,$$

где $i_{n,n}$ — передаточное число передней передачи.

Величина момента трения сцепления зависит от:

- а) силы P нажимных пружин;
- б) среднего радиуса R_{cp} трущихся поверхностей;
- в) числа n трущихся поверхностей;
- г) коэффициента трения μ .

$$M_c = P R_{cp} n \mu. \quad (255)$$

Подставляя значение для M_c , получим

$$M_m \beta i_{n,n} = P R_{cp} n \mu,$$

откуда

$$P = \frac{M_c}{R_{cp} n \mu} = \frac{M_m \beta i_{n,n}}{R_{cp} n \mu}. \quad (256)$$

Для мотоциклов с карданной силовой передачей и мотоциклов с цепной силовой передачей со сцеплением, установленным на коленчатом валу, $i = 1$.

Приблизительно средний радиус трения подсчитывают по формуле

$$R_{cp} = \frac{R_n + R_{вн}}{2}, \quad (257)$$

где R_n — наружный радиус поверхности трения;

$R_{вн}$ — внутренний радиус поверхности трения.

Оба указанных радиуса выбирают из конструктивных соображений.

Для мотоциклов с карданной силовой передачей габаритные размеры сцепления зависят только от диаметра маховика двигателя, поэтому наружный диаметр сцепления этих мотоциклов больше, чем у мотоциклов с цепной силовой передачей. Отношение $\frac{R_n}{R_{вн}} = 1,3 \div 1,4$.

Для мотоциклов с цепной силовой передачей при расположении сцепления на первичном валу коробки передач наружные габаритные размеры сцепления определяются общей компоновкой мотоцикла. В большинстве случаев наружный диаметр сцепления меньше, чем у мотоциклов с карданной силовой передачей, но увеличиваются габаритные размеры сцепления по ширине за счет возрастания количества трущихся поверхностей. Самый малый диаметр имеют сцепления мотоциклов с цепной силовой передачей, расположенные на коленчатом валу двигателя.

На основании изложенного следует, что значения среднего радиуса колеблются в широких пределах.

На мотоциклах устанавливают как сухие сцепления, так и работающие в масле.

Для фрикционных накладок дисков сухого сцепления применяют прессованный асбест, пропитанный связывающим веществом, и медно-асбестовую плетенку. Коэффициент трения μ этих материалов равен 0,25. Для сцеплений, работающих в масле, используют пробку, в последние годы очень широко — пластмассы.

Коэффициенты трения μ равны: для пробки в масле 0,20—0,3, для пластмасс в масле 0,1—0,15. Значение коэффициента трения уменьшается при наличии масла на трущихся поверхностях, что зависит от числа оборотов и конструкции сцепления.

По данным ЦКБ мотоцикlostроения, у сцеплений, которые работают в масляной ванне и имеют рабочие числа оборотов выше 4000 в минуту, масло на трущихся поверхностях отсутствует.

Если в дисках вставлены фрикционные вкладыши, то наибольшая площадь трения получается при вкладышах, имеющих форму трапеции.

Для мотоциклов с карданной силовой передачей применяются одно- и двухдисковые сцепления, поэтому количество поверхностей трения не превышает четырех.

Для мотоциклов с цепной силовой передачей, у которых сцепление расположено на коленчатом валу двигателя, для снижения момента инерции ведомых деталей приходится уменьшать диаметр сцепления, а следовательно увеличивать число трущихся поверхностей. В зависимости от крутящего момента двигателя число n трущихся поверхностей колеблется от 4 до 8.

Для мотоциклов с цепной силовой передачей, у которых сцепление установлено на первичном валу коробки передач, крутящий момент, подводимый к нему, равен произведению крутящего момента двигателя на передаточное число передней передачи. В зависимости от крутящего момента двигателя число n поверхностей трения находится в пределах от 4 до 14.

Число поверхностей трения равно удвоенному количеству дисков сцепления, имеющих фрикционные накладки.

Удельное давление

$$p = \frac{P}{F}, \quad (258)$$

где F — площадь одной трущейся поверхности фрикционной накладки.

Для кольцевой накладки

$$F = \pi (R_n^2 - R_{вн}^2).$$

При круглых вкладышах с диаметром D , количество которых равно b ,

$$F = \frac{\pi D^2}{4} b.$$

При вкладышах, имеющих форму трапеции,

$$F = \frac{a+c}{2} hb,$$

где $\frac{a+c}{2}$ — средняя линия трапеции;

h — высота трапеции.

В сцеплениях мотоциклов удельное давление находится в следующих пределах (в $кг/см^2$):

| | |
|--|---------|
| Прессованный асбестовый картон | 0,5—1,5 |
| Медно-асбестовая пленка | 1,2—2,5 |
| Пробка | 1,5—2,0 |
| Пластмасса | 3,0—7,0 |

§ 133. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ СЦЕПЛЕНИЯ

На прочность рассчитывают пружины, диски, вал и детали механизма управления сцеплением.

Детали сцепления рассчитывают на максимальный момент M_c сцепления.

Количество нажимных пружин;

$$z = \frac{P_8 D^3 n_1}{\Delta l_1 G d^4}, \quad (259)$$

где Δl_1 — деформация пружины при включенном сцеплении (предварительный натяг) в см;

G — модуль упругости второго рода, для пружинной стали, равный 800 000 кг/см²;

d — диаметр проволоки в см;

D — средний диаметр пружины в см;

n_1 — число рабочих витков одной пружины.

Нажимную пружину рассчитывают на силу P_2 при выключенном сцеплении

$$P_2 = \frac{\Delta l_2 G d^4}{8 D^3 n_1} \text{ кг}, \quad (260)$$

где $\Delta l_2 = \Delta l_1 + \alpha n$ — максимальная деформация пружины при выключенном сцеплении в см;

α — зазор между двумя трущимися поверхностями при выключенном сцеплении.

n — число поверхностей трения.

Напряжение кручения определяют по формуле

$$\tau = \frac{P_2 8 D}{\pi d^3}. \quad (261)$$

Допустимые напряжения для нажимных пружин сцепления, изготовленных из пружинной проволоки марки В-II по ГОСТу 5047-49, рекомендуется брать в пределах 6000—8000 кг/см².

Однако в выполненных конструкциях мотоциклов напряжения в пружинах сцепления изменяются в очень широких пределах — от 4500 до 12 000 кг/см².

Для вала, на котором крепят сцепление, необходимо найти суммарное напряжение в опасном сечении при одновременном действии всех нагрузок. Вал сцепления мотоциклов является или цапфой коленчатого вала, или первичным валом коробки передач, поэтому его рассчитывают по результирующей нагрузке, действующей на вал в том механизме, деталью которого он является.

Шлицы дисков сцепления рассчитывают на смятие и срез. Напряжение смятия определяют по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{2P}{m l (D - d)}, \quad (262)$$

где P — окружная сила на одном диске;

m — число шлицев;

l — рабочая длина шлица (в отдельных случаях — толщина диска сцепления);

D и d — наружный и внутренний диаметры шлицев.

Окружная сила на шлицах одного диска

$$P = \frac{4M_c}{(D+d)k}, \quad (263)$$

где M_c — момент трения сцепления;
 k — количество данных дисков в сцеплении;
 $\frac{D+d}{4}$ — плечо приложения силы.

Напряжение на срез $\sigma_{ср}$ подсчитывают по формуле

$$\sigma_{ср} = \frac{P}{mb}, \quad (264)$$

где b ширина шлицев.

Механизм управления сцеплением. При расчете определяют необходимое передаточное число привода механизма управления. Передаточное число ручного рычага сцепления равно 3,5—4, расчетная сила на рычаге 3—5 кг (без учета к. п. д. механизма привода). При выключении сцепления надо обеспечить зазор между трущимися поверхностями не менее 0,25—0,5 мм для многодискового сцепления, работающего в масле, и 0,5—0,75 мм для сухого сцепления. В среднем передаточное число привода можно принять равным 20.

В расчете привода на прочность максимальную силу, приложенную к рычагу, принимают равной 20 кг. Передаточное число рычага сцепления изменяется в малых пределах, а наиболее слабым местом гибкого троса управлением сцепления являются опасные оловом наконечники, поэтому трос не рассчитывают на разрыв. Для управления сцеплением применяют трос диаметром 2,16 мм.

Сцепление на нагрев не рассчитывают, так как точность расчета невелика. Основной причиной этого являются значительные трудности в получении исходных данных, требующих лабораторных исследований. Кроме того, время буксования сцепления зависит от квалификации водителя и эксплуатационных условий. Поэтому более целесообразны лабораторные испытания сцепления, которые обеспечивают получение необходимых данных по нагреву сцепления в зависимости от времени буксования, его числа оборотов и передаваемого крутящего момента.