

ISSN 0135 — 3152

**ТРУДЫ
НАМИ**

1978

ЦЕНТРАЛЬНЫЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ НАУЧНО-
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ И АВТОМОТОРНЫЙ ИНСТИТУТ

~~НАМИ~~

ТРУДЫ
НАМИ

Выпуск 171

ИССЛЕДОВАНИЕ,
КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

ОТДЕЛ НАУЧНОЙ И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ

Москва

1978

РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ

Хлебников А. М. (председатель), **Лунев И. С.** (зам. председателя),
Петрушов В. А. (зам. председателя), **Григорьева Л. А.** (отв. секретарь).

Секция двигателей

Гельбрас-Аксенов В. П., **Григорьев М. А.**, **Дмитриевский А. В.**,
Прудников Б. И., **Ханин Н. С.**, **Чистозвонов С. Б.**, **Цветков С. И.**

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ДВУХСКОРОСТНОГО МОТОР-КОЛЕСА

Предпосылки применения двухскоростных мотор-колес

Одним из возможных путей уменьшения размеров и массы мотор-колеса является применение переключаемого редуктора, обеспечивающего его работу с двумя различными передаточными числами [3]. Соответствующий выбор основных параметров электродвигателя и редуктора обеспечивает реализацию заданных тягово-скоростных показателей транспортной машины и ограничение перегрузок электродвигателя при работе на каждой из двух передач редуктора двухскоростного мотор-колеса.

Для транспортных машин, имеющих груженный прямой и негруженный обратный рейсы рабочего цикла, переключаемый редуктор позволяет получить оптимальные тягово-скоростные показатели при движении с грузом и без груза, причем переключение передач во время движения не является обязательным. Для транспортных машин высокой проходимости с электроприводом и двухскоростными мотор-колесами целесообразно осуществлять переключение передач не только на стоянках, но и во время движения, что улучшает их проходимость и динамические свойства при движении вне дорог.

Диапазон регулирования тягово-скоростных показателей на каждой из передач достаточно широк, поэтому переключение передач редуктора двухскоростного мотор-колеса необходимо только при резком изменении условий движения транспортной машины, а также при электрическом торможении со скоростей, соответствующих движению на второй передаче. Очевидно, что функции переключаемого редуктора мотор-колеса и коробки передач автомобиля различны, причем для них характерна значительная разница в числе переключений за расчетный срок службы.

Применение двухскоростных мотор-колес рационально в первую очередь в тех случаях, когда необходимый диапазон регулирования тягово-скоростных показателей транспортной машины не может быть реализован при односкоростных мотор-колесах вследствие недостаточного диапазона регулирования электродвигателя постоянного тока или по параметрам преобразователя частоты в системах переменного тока. Отказ от использования двухскоростного редуктора мотор-колеса приводит к необходимости значительно увеличить размеры и массу электродвигателя. Такое решение оказывается нецелесообразным по экономическим соображениям и затрудняет компоновку мотор-колес.

Вместе с тем двухскоростным мотор-колесам свойственны определенные недостатки: К их числу относится необходимость в переключаемом редукторе, а также в механизме переключения передач и его приводе.

Однако полная масса и габариты электродвигателя, редуктора и механизма переключения для двухскоростного варианта мотор-колеса до определенного и достаточно высокого предела максимальной скорости вращения электродвигателя $n_{д, \max}$ ниже, чем масса электродвигателя и редуктора в односкоростном варианте [3]. Именно это и определяет компоновочные и конструктивные преимущества двухскоростных мотор-колес.

Для оценки работоспособности двухскоростных мотор-колес серьезное значение имеют переходные процессы, возникающие при переключении передач во время движения машины. Следует учитывать два явления: выделение тепла во фрикционных элементах механизма переключения, что при известных условиях может вызвать перегревы как самих элементов и соседних деталей, так и масла редуктора, и динамический процесс со значительными нагрузками импульсного характера в деталях механической передачи. Оба эти явления обусловлены изменением кинетической энергии якоря в момент переключения передач. На количественную сторону этих явлений влияет скорость срабатывания привода механизма переключения.

Известные опасения связаны с возможностью несинхронного срабатывания приводов механизмов переключения различных мотор-колес транспортной машины. Влияние этого фактора очень мало при многодисковых фрикционных механизмах переключения, но с уменьшением числа пар трения могут наблюдаться значительные динамические нагрузки ударного характера в деталях механической передачи вследствие несинхронности срабатывания привода.

Тем не менее, ни тепловые, ни динамические переходные процессы, возникающие при срабатывании приводов механизмов переключения, не исключают создания надежных конструкций таких механизмов. Однако необходимы серьезные исследования для оптимизации конструкции и параметров рабочих режимов механизмов переключения передач двухскоростных мотор-колес.

Двухскоростные мотор-колеса в отличие от односкоростных имеют две предельные тяговые характеристики $F_k v = \text{const}$, соответствующие передаточным числам i_1 на первой и i_{II} на второй передачах редуктора. Если пренебречь разницей в к. п. д. редуктора на первой и второй передачах и полагать к. п. д. электродвигателя и редуктора постоянными и равными некоторым средним значениям, то можно считать, что обе характеристики $F_k v = \text{const}$ располагаются на гиперболе, соответствующей мощности $P_{k, \text{ред}} = \text{const}$ и ограниченной максимальными значениями скорости v_{max} и силы тяги $F_{k \text{ max}}$. Характеристики $F_k v = \text{const}$ образуют объединенную тяговую характеристику.

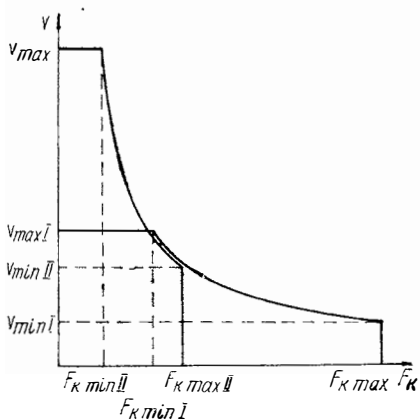


Рис. 1. Непрерывная предельная тяговая характеристика двухскоростного мотор-колеса

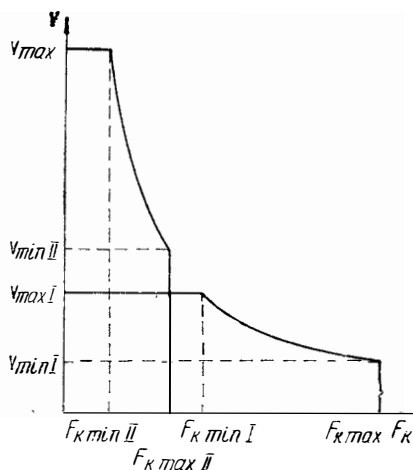


Рис. 2. Прерывистая предельная тяговая характеристика двухскоростного мотор-колеса

В зависимости от диапазона регулирования электродвигателя и отношения передаточных чисел i_1/i_{II} объединенная предельная тяговая характеристика мотор-колеса может быть непрерывной (рис. 1) при соотношении скоростей $v_{\text{max I}} > v_{\text{min II}}$ (или при отношении сил тяги $F_{k \text{ min I}} < F_{k \text{ max II}}$) или прерывистой (рис. 2) при $v_{\text{max I}} < v_{\text{min II}}$ (или $F_{k \text{ min I}} > F_{k \text{ max II}}$). При непрерывной объединенной характеристике $F_k v = \text{const}$ мотор-колеса и соответствующей конструкции механизма переключения возможен переход с одной передачи на другую во время движения машины без понижения мощности первичного двигателя. Если по условиям эксплуатации машины переключение во время движения передач не предусмотрено, то объединенная характеристика может быть непрерывной или прерывистой. В дальнейшем мы будем рассматривать практически более важный случай непрерывной объединенной характеристики мотор-колеса.

Основные параметры электродвигателя двухскоростных мотор-колес

В ранее опубликованной работе [2] введено понятие о базовых параметрах транспортной машины и основных параметрах электродвигателя односкоростного мотор-колеса. Полученные соотношения между этими группами параметров необходимы при проектировании мотор-колес. Основные параметры электродвигателя следует использовать в качестве исходных величин при определении его электромагнитных параметров.

К основным базовым параметрам отнесены номинальная нагрузка на шину G_k , максимальная скорость груженого автомобиля v_{\max} , максимальный динамический фактор D_{\max} , удельная расчетная мощность автомобиля N_c'' , характеристики условий его движения, устанавливающие связь между значениями коэффициента суммарного сопротивления движению ψ и общей протяженностью участков с определенными значениями ψ , отнесенной к величине расчетного пробега, а также вероятная длительность непрерывного движения автомобиля с реализацией динамического фактора, близкого к максимальному.

К производным базовым параметрам отнесены коэффициент энерговооруженности мотор-колеса k_A , коэффициент допустимой перегрузки электродвигателя k_F , форма механической характеристики электродвигателя постоянного тока, определяемая коэффициентами относительной жесткости χ_1 и χ_2 , соотношение номинальной и длительной частот $f_{1\max}/f_{1\infty}$ асинхронного двигателя.

К числу основных параметров электродвигателя постоянного тока отнесены параметры длительного режима: мощность $P_{д\infty}$, момент $M_{д\infty}$, скорость вращения $n_{д\infty}$, частота $f_{1\infty}$ (для асинхронных двигателей); отношение максимального напряжения к длительному — коэффициент $k_U = U_{д\max}/U_{д\infty}$ (для электродвигателей постоянного тока); обобщенный параметр сравнения — установленная мощность $P_{д.уст}$; главные размеры: D_a — диаметр и длина l_a якоря (для электродвигателей постоянного тока), внутренний диаметр D_s и длина стального пакета l_s статора (для асинхронных двигателей); масса m_d .

Для двухскоростных мотор-колес справедливы соотношения между базовыми параметрами транспортной машины и основными параметрами электродвигателя, полученные для односкоростных мотор-колес. Однако в этом случае следует исходить не из максимального динамического фактора D_{\max} , а из максимального динамического фактора на второй передаче $D_{\max II}$, если основные параметры электродвигателя определять в соответствии с условиями его работы на второй передаче, или использовать вместо скорости v_{\max} максимальную скорость на первой передаче $v_{\max I}$, если исходить из условий работы на этой передаче. Оба пути в итоге дают аналогичные результаты, но методически более удобно свести за-

дачу по определению основных параметров электродвигателя двух-скоростного мотор-колеса к отысканию зависимости $D_{\max II}$ от базовых параметров транспортной машины.

Если для транспортной машины данного типа и назначения не предусмотрено переключение передач во время движения, то величину $D_{\max II}$ определяют из условий движения на второй передаче вне связи с заданным значением динамического фактора D_{\max} . Необходимое значение $D_{\max I}$ на первой передаче обеспечивают соответствующим выбором отношения передаточных чисел редуктора $i_1; i_{II}$.

В исследуемом общем случае, предусматривающем переключение передач во время движения транспортной машины, переключение следует производить при повышении или снижении скорости до значения $v_{\max I}$.

При этом наибольшее реализуемое значение динамического фактора на второй передаче $D_{\text{нб} II}$, соответствующее скорости переключения $v_{\max I}$, будет находиться в пределах

$$D_{\infty II} \leq D_{\text{нб} II} \leq D_{\max II}$$

и, следовательно, в общем случае $D_{\text{нб} II} < D_{\max II}$, т. е. перегрузочную способность электродвигателя при работе на второй передаче обычно не используют полностью. Это обусловлено опасностью перегрева электродвигателя при длительном движении на второй передаче со скоростью, несколько превышающей $v_{\max I}$, что в условиях эксплуатации вполне вероятно. Величина $D_{\max II}$ поэтому является показателем, необходимым для определения основных параметров электродвигателя двухскоростного мотор-колеса, а не реальной эксплуатационной величиной. Лишь в случае полного использования перегрузочной способности электродвигателя на второй передаче имело бы место равенство $D_{\text{нб} II} = D_{\max II}$.

Чтобы определить величину $D_{\max II}$, необходимо рассмотреть два значения скорости машины: $v_{\infty II}$, соответствующую длительному значению скорости вращения электродвигателя n_{∞} и передаточному числу i_{II} , и $v_{\max I}$ при максимальной скорости вращения электродвигателя $n_{\text{д} \max}$ и передаточном числе i_1 . Отношение этих скоростей назовем коэффициентом переключения

$$k_{\text{пер}} = \frac{v_{\infty II}}{v_{\max I}} \quad (1)$$

Коэффициент $k_{\text{пер}}$ может изменяться в пределах $1 \leq k_{\text{пер}} \leq k_M$, причем коэффициент k_M равен отношению максимального момента к длительному, т. е. $k_M = \frac{M_{\text{д} \max}}{M_{\text{д} \infty}}$ или, если пренебречь незначитель-

ной разницей в к. п. д. редуктора, $k_M = \frac{F_{k \max}}{F_{k_{\infty}}}$, где $F_{k \max}$ и $F_{k_{\infty}}$ соответственно максимальная и длительная силы тяги мотор-колеса.

В первом граничном случае $v_{\max I} = v_{\infty II}$, вследствие чего $k_{\text{пер}} = 1$, а момент электродвигателя при работе на второй передаче не превышает величину $M_{\text{до}}$. Во втором граничном случае, когда $v_{\max I} = v_{\min II}$ (см. рис. 2) при моменте $M_{\text{д.нб}} = M_{\text{д.макс}}$ и передаточном числе i_{11} , коэффициент

$$k_{\text{пер}} = \frac{v_{\infty II}}{v_{\min II}} = \frac{F_{k \max II}}{F_{k_{\infty} II}} = k_M,$$

т. е. имеет максимальное значение. Здесь $F_{k \max II}$ и $F_{k_{\infty} II}$ — максимальная и длительная силы тяги на второй передаче.

Установим зависимость величины $D_{\max II}$ от базовых параметров и коэффициента $k_{\text{пер}}$, для чего преобразуем выражение (1). Чтобы определить значение $v_{\infty II}$, используем формулу [3]

$$v_{\infty} = \frac{0,367 k_A k_F}{D_{\max}}.$$

Заменяя в ней D_{\max} на $D_{\max II}$, а k_F на k_M , получим

$$v_{\infty II} = \frac{0,367 k_A k_M}{D_{\max II}}. \quad (2)$$

Напомним, что в случае односкоростного мотор-колеса введение коэффициента $k_F < k_M$ обуславливалось необходимостью ограничить перегрузки электродвигателя при реализации максимального динамического фактора или близких к нему значений D . В двухскоростном мотор-колесе при работе на второй передаче ограничение перегрузок электродвигателя по моменту осуществляется выбором целесообразной величины коэффициента $k_{\text{пер}}$, вследствие чего введение коэффициента k_F теряет смысл.

Скорость $v_{\max I}$ может быть определена как

$$v_{\max I} = 0,377 r_k \frac{n_{\text{д.макс}}}{i_1}. \quad (3)$$

Передаточное число i_1 определим из выражения

$$i_1 = \frac{F_{k \max I} r_k}{M_{\text{д.нб}} \eta_1}, \quad (4)$$

где $F_{k \max I} = F_{k \max}$ — максимальная сила тяги на первой передаче; η_1 — к. п. д. редуктора мотор-колеса на первой передаче.

Момент $M_{\text{д.нб}} = M_{\text{до}} k_F$, поскольку в отношении режимов работы электродвигателя на первой передаче остаются в силе ограничения по перегрузке, введенные для односкоростных мотор-колес.

Далее найдем выражение для $M_{д.нб}$ через величины, соответствующие второй передаче. Максимальный момент электродвигателя, исходя из условий работы на второй передаче, можно определить как

$$M_{д\ max} = \frac{F_{к\ max\ II} r_k}{i_{II} \eta_{II}},$$

где η_{II} — к. п. д. редуктора мотор-колеса на второй передаче.

От момента $M_{д\ max}$ перейдем к моменту $M_{д.нб}$ с учетом соотношения

$$\frac{M_{д\ max}}{k_M} = \frac{M_{д.нб}}{k_F} = M_{д\ \infty},$$

так что

$$M_{д.нб} = \frac{F_{к\ max\ II} k_F r_k}{k_M i_{II} \eta_{II}}.$$

Подставим полученное значение $M_{д.нб}$ в формулу (4). Пренебрегая разницей в сопротивлении воздуха при скоростях v_{min} и $v_{min\ II}$, заменим отношение сил тяги отношением динамических факторов, т. е. примем $\frac{F_{к\ max}}{F_{к\ max\ II}} = \frac{D_{max}}{D_{max\ II}}$. Тогда

$$i_1 = \frac{D_{max}}{D_{max\ II}} \cdot \frac{k_M}{k_F} \cdot \frac{\eta_{II}}{\eta_1} i_{II}. \quad (5)$$

Подставим в уравнение (5) значение i_{II} , найденное из условия реализации максимальной скорости при максимальной скорости вращения электродвигателя,

$$i_{II} = 0,377 r_k \frac{n_{д\ max}}{v_{max}}$$

и получим выражение для

$$i_1 = 0,377 \frac{D_{max}}{D_{max\ II}} \cdot \frac{r_k n_{д\ max}}{v_{max}} \cdot \frac{k_M}{k_F} \cdot \frac{\eta_{II}}{\eta_1}, \quad (6)$$

которое подставим в формулу (3) и определим

$$v_{max\ I} = v_{max} \frac{D_{max\ II}}{D_{max}} \cdot \frac{k_F}{k_M} \cdot \frac{\eta_I}{\eta_{II}}. \quad (7)$$

Используя выражения (2) и (7), запишем исходную формулу (1) следующим образом:

$$k_{пер} = \frac{0,367 D_{max} k_A k_M^2 \eta_{II}}{D_{max\ II}^2 v_{max} k_F \eta_I}, \quad (8)$$

откуда получим формулу для определения $D_{\max II}$ через базовые параметры транспортной машины и коэффициент $k_{\text{пер}}$

$$D_{\max II} = 0,606 k_M \sqrt{\frac{D_{\max} k_A \eta_{II}}{v_{\max} k_{\text{пер}} k_F \eta_I}} \quad (9)$$

Таким образом, используя соотношения для определения основных параметров электродвигателя односкоростного мотор-колеса, приведенные в [2], и значение динамического фактора $D_{\max II}$, определяемого формулой (9), найдем выражения для основных параметров двухскоростного мотор-колеса:

1. Длительная мощность на валу электродвигателя

$$P_{\text{д.л}} = \frac{G_k k_A}{10^3 \eta_{II}} \text{ кВт.}$$

2. Длительный момент электродвигателя

$$M_{\text{д.л}} = \frac{G_k D_{\max II} v_{\max}}{0,377 n_{1 \max} k_M \eta_{II}} \text{ ГС} \cdot \text{М}$$

3. Длительная скорость вращения электродвигателя

$$n_{\text{д.л}} = \frac{0,367 n_{1 \max} k_A k_M}{D_{\max II} v_{\max}} \text{ 1/мин.}$$

4. Длительная частота асинхронного двигателя

$$f_{1\text{д.л}} = f_{1\text{max}} \frac{0,367 k_A k_M}{D_{\max II} v_{\max}} \text{ 1/сек.}$$

5. Отношение максимального напряжения к длительному для электродвигателей постоянного тока

$$k_U = \frac{v_{\text{нб}}}{10^6};$$

$$\epsilon = \frac{\lg [v_{\text{нб}} (0,367 k_A k_M)^{\lambda_2 - 1} D_{\max}^{1 - \lambda_2}]}{\lambda_2},$$

$v_{\text{нб}}$ — наибольшая скорость, достигаемая без ослабления поля электродвигателя после повышения напряжения до значения $U_{1 \max}$.

6. Установленная мощность:

— электродвигатель постоянного тока

$$P_{\text{д.уст}} = \frac{G_k k_A v_{\text{нб}}}{10^{3+\epsilon} \eta_p} \text{ кВт};$$

— асинхронный двигатель

$$P_{\text{д.уст}} = \frac{G_k}{605,9 \eta_p} \sqrt{\frac{D_{\max} v_{\max} k_A}{k_M} \cdot \frac{f_{1\text{max}}}{f_{1\text{д.л}}}} \text{ кВт.}$$

7. Основные размеры:

— электродвигатель постоянного тока

$$l_a = 52 \frac{G_k D_{\max II} v_{\max}}{k_M \eta_{\text{пр}} \eta_{\text{д}}} \cdot \frac{10^8}{D_a n_{\text{д max}} AB_{z'/s} Z \alpha} \text{ см},$$

D_a находят из уравнения

$$0,0217 D_a^4 - 7,0929 D_a^3 + 38,5825 D_a^2 + E = 0.$$

$$E = 52 \cdot 10^8 \frac{G_k D_{\max II} v_{\max} \lambda_z}{\lambda_a n_{\text{д max}} AB_{z'/s} \alpha k_M \eta_{\text{д}} \eta_{\text{пр}}},$$

величины:

A — линейная нагрузка якоря;

$B_{z'/s}$ — расчетная индукция в зубцах;

$z'_{1/s}$ — расчетная ширина зубца;

z — число пазов якоря;

α — перекрытие полюса;

λ_z — отношение высоты паза к его ширине

принимают в соответствии с рекомендациями [2]; величину $\lambda_a = \frac{l_a}{D_a}$

принимают с учетом конструктивных соображений обычно в пределах $\lambda_a = 0,8 \div 1,2$;

— асинхронный двигатель;

$$l_s = 3,21 \cdot 10^7 \frac{(G_k k_E k_A)^{0,42} n_{\text{д.с max}}^{0,13}}{C_{\tau}^{2,13} (\cos \varphi_{\infty} \eta_{\text{л}} \eta_{\text{пр}})^{0,42} A_s B_{\tau}} \text{ см},$$

$$D_s = 5,14 C_{\tau} \left(\frac{G_k k_E k_A}{\cos \varphi_{\infty} \eta_{\text{л}} \eta_{\text{пр}}} \right)^{0,29} \left(\frac{f_{1\text{max}}}{n_{\text{д.с max}}} \right)^{0,565} \text{ см},$$

величины:

A_s — линейная нагрузка статора;

B_{τ} — максимальная индукция в воздушном зазоре;

$C_{\tau} = 8,3 \div 8,9$ — коэффициент;

$k_E = 0,973$ при $p_{\text{д}} = 2$ и $0,968$ при $p_{\text{д}} = 3$,

где $p_{\text{д}}$ — число пар полюсов;

$\cos \varphi_{\infty}$ — коэффициент мощности в длительном режиме;

$n_{\text{д.с max}}$ — максимальная синхронная скорость вращения,

принимают в соответствии с рекомендациями [2].

8. Масса электродвигателя постоянного тока

$$m_{\text{д}} = D_a^2 \left(\frac{p_{\text{д}}}{Y_1 l_a} + \frac{3 Y_1 l_a}{p_{\text{д}}} \right) \text{ т};$$

масса асинхронного двигателя

$$m_{\text{д}} = D_s^2 \left(\frac{p_{\text{д}}}{Y_2 l_s} + \frac{3 Y_2 l_s}{p_{\text{д}}} \right) \text{ т}.$$

Зависимости $Y_1 = \varphi(M_{д\infty})$ и $V_2 = \varphi(M_{д\infty})$ приведены в [2].

Специального исследования требует выбор целесообразного значения коэффициента $k_{пер}$. Относительно широкий интервал теоретически возможных значений коэффициента $k_{пер}$ и его существенное влияние на динамический фактор D_{maxI} и, следовательно, на основные параметры электродвигателя двухскоростного мотор-колеса обуславливают необходимость выявления оптимального значения этого коэффициента в каждом конкретном случае.

Решение этой задачи требует специального исследования. Здесь мы ограничимся общей оценкой нагрузочных режимов электродвигателя, предполагая, что коэффициент $k_{пер}$ принимает крайние значения.

В случае $k_{пер} = 1$ электродвигатель при включенной второй передаче работает с моментами $M_d \leq M_{д\infty}$, т. е. перегрузки по току и моменту отсутствуют. Наряду с этим тепловой режим электродвигателя двухскоростного мотор-колеса улучшается и по другой причине. Скорость $v_{\infty I}$, соответствующая длительному режиму работы электродвигателя при включенной первой передаче, будет всегда меньше скорости v_{∞} , соответствующей длительному режиму работы электродвигателя односкоростного мотор-колеса. Поэтому относительный диапазон скорости с ограниченной длительностью режимов работы электродвигателя по нагреву, характеризуемый при двухскоростном варианте мотор-колеса отношением

$$\frac{v_{\infty I} - v_{min}}{v_{max} - v_{min}}$$

(см. рис. 1), будет меньше, чем при односкоростном варианте мотор-колеса, когда его характеризует отношение

$$\frac{v_{\infty} - v_{min}}{v_{max} - v_{min}}$$

В двухскоростных мотор-колесах в диапазоне скорости $v_{max} - v_{min}$ благодаря переключению передач характеристики электродвигателя используют дважды: на первой передаче в диапазоне $v_{max I} - v_{min}$ и на второй — в диапазоне $v_{max} - v_{\infty I}$ (при $k_{пер} = 1$). Более узкая область скорости, в которой электродвигатель двухскоростного мотор-колеса работает с перегрузками ($v_{\infty I} - v_{min}$ по сравнению с $v_{\infty} - v_{min}$ для односкоростного мотор-колеса) и, следовательно, с отклонениями от оптимального режима по к. п. д., способствует некоторому повышению среднего эксплуатационного к. п. д. электродвигателя.

Таким образом, при $k_{пер} = 1$ создаются предпосылки для существенного улучшения тепловых режимов электродвигателя и некоторого повышения среднего эксплуатационного к. п. д., однако за счет увеличения размеров и массы электродвигателя.

При $k_{пер} = k_M$ непосредственно после переключения передач с первой на вторую режим работы электродвигателя характеризуется моментом M_{dmax} и максимальным током. Поэтому работа электродвигателя при скоростях машины, незначительно превышающих $v_{max I}$, допустима лишь кратковременно. При $k_{пер} = k_M$ тепло-

вые режимы электродвигателя для двухскоростного варианта мотор-колеса будут более напряженными, чем для односкоростного варианта, в частности, потому, что диапазон скорости $v_{\infty II} - v_{\max I}$ соответствует средним значениям скорости движения транспортной машины, более вероятным в условиях эксплуатации, чем значения скорости в диапазоне $v_{\infty} - v_{\min}$ при односкоростном варианте.

Относительно широкая область скоростей, в которой электродвигатель работает с перегрузками, обуславливает снижение среднего эксплуатационного к. п. д. электродвигателя. Однако размеры и масса электродвигателя при $k_{\text{пер}} = k_M$ будут минимально возможными при данных базовых параметрах транспортной машины и принятом $n_{d \max}$.

Следовательно, поиск оптимального значения коэффициента $k_{\text{пер}}$ требует анализа и сопоставления таких противоречивых факторов, как необходимость уменьшения размеров и массы электродвигателя для улучшения компоновочных и конструктивных свойств мотор-колеса, а также обеспечение работоспособности и надежности электродвигателя и агрегата в целом.

В предварительных расчетах, основываясь на опыте проектирования нескольких образцов двухскоростных мотор-колес, можно рекомендовать принимать значение коэффициента переключения в пределах $k_{\text{пер}} = 1,15 \div 1,25$.

Выводы

1. Применение двухскоростных мотор-колес с переключаемым редуктором является одним из возможных путей уменьшения размеров и массы мотор-колеса. Использование мотор-колес этого типа рационально в тех случаях, когда необходимый диапазон регулирования тягово-скоростных показателей не может быть реализован при односкоростных мотор-колесах из-за недостаточного диапазона регулирования электродвигателя постоянного тока или по параметрам преобразователя частоты в системах переменного тока.

2. Соотношения между базовыми параметрами транспортной машины и основными параметрами электродвигателя, полученные для случая использования односкоростных мотор-колес, справедливы и при двухскоростных мотор-колесах при условии замены параметра D_{\max} на параметр $D_{\max II}$ (максимальный динамический фактор на второй передаче).

3. Численное значение динамического фактора $D_{\max II}$ определяют исходя из базовых параметров транспортной машины и коэффициента переключения $k_{\text{пер}} = \frac{v_{\infty II}}{v_{\max I}}$.

4. В зависимости от величины коэффициента $k_{\text{пер}}$ наибольшее реализуемое значение динамического фактора $D_{\text{вбII}}$ при передаточном числе i_{II} будет находиться в пределах $D_{\infty II} \leq D_{\text{вбII}} \leq D_{\max II}$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Яковлев А. И. Конструкция и расчет электромотор-колес. М., «Машиностроение», 1970.
 2. Яковлев А. И. Методика определения основных параметров электродвигателя мотор-колеса. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 145. М., 1973.
 3. Яковлев А. И., Буралев Ю. В. Исследование некоторых параметров односкоростных и двухскоростных мотор-колес. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 103 М., 1968
-

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТЯГОВЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ КАРЬЕРНЫХ АВТОСАМОСВАЛОВ

Вопросы выбора параметров тяговых электродвигателей транспортных машин с автономным источником энергии и электрической передачей мощности, производимого с учетом исключительно режимов тяги, изучены достаточно полно: разработаны методики нахождения расчетной мощности тягового электродвигателя по номинальному — длительному — тяговому усилию на ведущих колесах и максимальной скорости движения, а по расчетной мощности — с учетом величин удельных нагрузок предельно использованных по мощности машин — модуля $D_a L_a$ (D_a — диаметр, L_a — активная длина) якоря тягового электродвигателя [1; 7], методики определения рабочих параметров электродвигателя по диапазону тяговых усилий и скоростей движения транспортной машины [8], исследования ограничения диапазона режимов работы предельно использованного некомпенсированного тягового электродвигателя с заданными размерами якоря [3].

Определение параметров тяговых электродвигателей большегрузных карьерных автомобилей-самосвалов производится с учетом специфических факторов, связанных с условиями работы в глубоких карьерах и конструктивными особенностями таких автомобилей.

Тяговые и скоростные параметры автомобиля являются определяющими для расчетной мощности тягового электродвигателя и характеризуются для всех автомобилей рассматриваемого класса номинальным динамическим фактором D_n и максимальной конструктивной скоростью v_{\max} ; на основе расчетного анализа условий эксплуатации и изучения аналогичных показателей выполненных образцов автомобилей были установлены оптимальные их значения — $D_n = 7,5\%$ и $v_{\max} = 55 \div 60$ км/ч. Удельная мощность автомобилей рассматриваемого класса должна составлять 6—8 л.с./т.

Параметры тягового электродвигателя должны обеспечить получение нужных характеристик динамического торможения, составляющего неотъемлемую часть технологического цикла работы автомобиля в глубоком карьере и возможность осуществления которого явилась одной из причин, обусловивших применение электропривода для автомобилей рассматриваемого класса.

Габаритные размеры тягового электродвигателя должны обеспечить возможность размещения его в электромотор-колесе с учетом конструктивных размеров шин требуемой грузоподъемности.

Из формул для определения номинального динамического фактора D_n и максимальной скорости автомобиля v_{\max} выводится формула для определения расчетной мощности тягового электродвигателя P_p :

$$P_p = \frac{M_n n_{\max}}{974} = \frac{D_n v_{\max}}{36700 k \eta_{\text{ред}}} G_a \text{ кВт},$$

где M_n — номинальный длительный момент тягового электродвигателя, кгс·м;
 n_{\max} — максимальная скорость вращения электродвигателя, об/мин;
 k — количество электромотор-колес автомобиля;
 $\eta_{\text{ред}}$ — к. п. д. редуктора электромотор-колеса, равный 0,9;
 G_a — полный вес автомобиля, кгс.

Исходя из установленных значений D_n и v_{\max} , величина расчетной мощности для базовых моделей автомобилей, имеющих колесную формулу 4×2 , определяется

$$P_p = (6,65 \div 7,35) 10^{-3} G_a \text{ кВт}.$$

Выразив момент на валу тягового электродвигателя через геометрические размеры его якоря и электромагнитные нагрузки, а максимальную скорость вращения через диаметр якоря и максимальную линейную скорость его, по известным в практике электромашиностроения формулам находим

$$P_p = 0,00302 \alpha B_{\delta_n} A_n v_{a \max} D_a L_a, \quad (1)$$

где α — коэффициент полюсного перекрытия, равный обычно 0,65—0,67;
 B_{δ_n} — индукция в воздушном зазоре под главным полюсом в номинальном режиме, тл;
 A_n — линейная нагрузка якоря в номинальном режиме, А/м;
 $v_{a \max}$ — максимальная линейная скорость якоря, м/сек.

Уровень удельных нагрузок — электрических A_n , магнитных B_{δ_n} и механических $v_{a \max}$ — современных, предельно использованных по мощности электрических машин постоянного тока, определен достаточно четко [2; 4; 5]. С учетом величин этих нагрузок выражение (1) практически однозначно определяет величину модуля $D_a L_a$. Для тягового электродвигателя с найденной величиной $D_a L_a$ выполнение с возможно большей активной длиной и соответственно

меньшим диаметром якоря ведет к повышению быстроходности и снижению веса его, однако предельная величина активной длины ограничена по условиям обеспечения требуемых характеристик динамического торможения автомобиля.

В большинстве карьеров спуск автомобиля осуществляется без груза, однако в ряде случаев движение с грузом происходит под уклон или на технологической трассе движения с грузом имеются участки как подъема, так и спуска. В связи с этим динамический тормоз универсального автомобиля, пригодного для применения в любых карьерных условиях, должен обеспечивать для груженого автомобиля в диапазоне скоростей движения от минимальной до конструкционной удельное тормозное усилие P_T , величина которого в соответствии с величиной руководящих уклонов дорог должна составлять 7%.

Тепловые нагрузки тягового электродвигателя в режиме динамического торможения учтены при выборе величины номинального динамического фактора [6], а высокая скорость и малое время этого режима определяют возможность его осуществления при токовых нагрузках, превышающих длительные.

Величина удельного тормозного усилия груженого автомобиля, параметры тягового электродвигателя которого обеспечивают заданную величину номинального динамического фактора D_n , равна:

$$P_T = D_n \cdot \frac{1}{0,94r_{ред}^2} \cdot \frac{A^2 \delta_n}{A_n B \delta_n} \cdot 100, \quad (2)$$

где величина 0,94 — используемый в практике тягового электромашиностроения коэффициент, учитывающий отношение крутящего момента электродвигателя в тяговом режиме к моменту в тормозном режиме при одинаковых для обоих режимов линейной нагрузке якоря A и индукции в воздушном зазоре B_n .

Допустимые значения электромагнитных нагрузок A и B_n тягового электродвигателя ограничены для каждого режима работы и, в частности, для режима динамического торможения предельными величинами максимального межсегментного напряжения, равного по условиям устойчивости против кругового огня по коллектору $37 \div 40$ В, и реактивной э. д. с. e_n , определяющей качество коммутации. Ограниченная этими факторами эффективность динамического торможения существенно зависит от наличия у тягового электродвигателя компенсационной обмотки.

Для тягового электродвигателя без компенсационной обмотки необходимость ограничения максимального межсегментного напряжения требует, особенно в режимах работы с высокими скоростями вращения, резкого снижения как среднего межсегментного напряжения $e_{ср}$, так и линейной нагрузки. Для тягового электродвигателя, выполненного с компенсационной обмоткой, максимальное межсегментное напряжение практически не зависит от линейной нагрузки и скорости вращения якоря и достигает предельно допу-

стимого значения при величине среднего межсегментного напряжения, равной $18 \div 20\text{В}$.

На графиках рис. 1 приведены рассчитанные по известной методике [2] ограничения области режимов динамического торможения автомобиля БелАЗ-549 с компенсированным тяговым электродвигателем ДК-717А, расчетная мощность которого выбрана с учетом величины номинального динамического фактора автомобиля $D_n = 7,5\%$ и максимальной скорости 60 км/ч ; здесь кривая *a* соответствует режимам с наличием компенсационной обмотки, а кривая *б* — режимам без этой обмотки.

Практически такие же соотношения получены при расчетах, произведенных для всех выполненных тяговых электродвигателей мотгор-колес. Следует отметить, что приведенные на графиках рис. 1 области режимов динамического торможения рассчитаны как теоретически возможные — их получение требует бесступенчатого регулирования в широких пределах как величины тока возбуждения тягового электродвигателя, так и величины тормозного сопротивления.

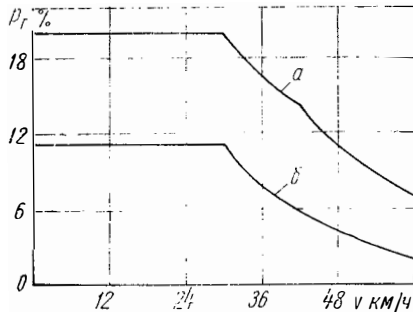


Рис. 1. Предельные режимы динамического торможения:

a — тяговый электродвигатель компенсированный; *б* — тяговый электродвигатель некомпенсированный

Так как последнее связано с весьма существенными техническими трудностями и практически не применяется, области режимов динамического торможения сужаются и тяговым электродвигателем без компенсационной обмотки не могут быть обеспечены необходимые тормозные характеристики автомобиля. В связи с этим единственно применимым для большегрузного карьерного автомобиля типом тягового электродвигателя является электродвигатель с компенсационной обмоткой. При этом показателем предельного использования электродвигателя по потенциальным условиям на коллекторе является величина среднего межсегментного напряжения, равная $18 \div 20\text{В}$. Для этого случая применимы приводимые ниже расчеты.

Линейная нагрузка якоря такого электродвигателя ограничивается по условиям коммутации расчетной величиной реактивной э. д. с. e_p , принимаемой для максимальной скорости вращения тягового электродвигателя $12\text{—}14\text{В}$ [4; 5].

Из известных выражений для определения e_{cp} и e_p [2; 3; 4] находим

$$B_{\delta} = \frac{e_{cp}}{2\alpha L_a v_{a \max} \frac{v}{v_{\max}}}; \quad (3)$$

$$A = \frac{e_{ср} 10^6}{2\lambda L_a v_{a \max} \frac{v}{v_{\max}}} \text{ А/м}, \quad (4)$$

где λ — коэффициент магнитной проводимости паза;
 v — скорость движения автомобиля в рассматриваемом режиме, км/ч.

С учетом установленного уровня входящих в (3) и (4) предельных значений $e_{ср}$, e_p , $v_{a \max}$, α и λ [3; 4] получаем подстановкой (3) и (4) в (2)

$$\rho_T = 0,181 D_n \frac{1}{L_a^2} \left(\frac{v}{v_{\max}} \right)^2 \%. \quad (5)$$

На графиках рис. 2 приведены рассчитанные по формуле (5) характеристики динамического торможения автомобиля. Параметры тягового электродвигателя и его компенсационной обмотки обеспечивают $D_n = 7,5\%$ и $v_{\max} = 60$ км/ч. Характеристики рассчитаны для двух значений активной длины якоря — 0,45 м (а) и 0,5 м (б), соответствуют постоянным величинам тормозных сопротивлений и регулированию по закону постоянной мощности, причем предельные нагрузки выбраны при максимальной скорости приведенным выше образом; прямолинейная часть характеристики соответствует насыщению магнитной системы электродвигателей.

Исходя из установленных требований к динамическому торможению оптимальной активной длиной якоря следует считать 0,45 м, предельной — 0,5 м; выполнение тягового электродвигателя с активной длиной якоря, менее оптимальной ведет к неоправданному утяжелению его.

Найденная таким образом активная длина якоря позволяет определить по величине модуля $D_a L_a$, диаметр якоря тягового электродвигателя, величина которого выбирается затем из нормализованного ряда значений [2], после чего по величине максимальной линейной скорости якоря $v_{a \max}$ определяется максимальная скорость вращения его n_{\max} и по расчетной мощности — величина номинального крутящего момента M_n , уточняется величина активной длины якоря L_a .

По найденным параметрам оцениваются габариты и вес тягового электродвигателя [2], окончательно уточняемые при его рабочем проектировании.

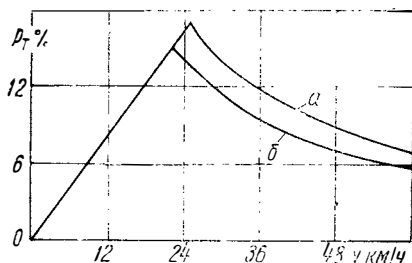


Рис. 2 Расчетные тормозные характеристики для $L_a = 0,45$ м (а) и $L_a = 0,5$ м (б)

Установленная таким образом расчетная мощность и активная длина якоря тягового электродвигателя определяют величину удельной мощности (и, следовательно, мощности первичного двигателя с учетом полного веса автомобиля), реализацию которой позволяют параметры электродвигателя.

С учетом отбора мощности на собственные нужды автомобиля и к. п. д. трансмиссии удельная мощность $N_{вд}$ определяет реализуемые автомобилем скорость v

$$18N_{вд} = Dv, \quad (6)$$

где $N_{вд}$ — в л. с./т, D — в %, v — в км/ч и динамический фактор

$$D = D_n \frac{AB_\delta}{A_n B_{\delta n}} \% . \quad (7)$$

Из формулы (6) и (7) следует

$$N_{вт} = D_n \frac{B_\delta A}{B_{\delta n} A_n} \cdot \frac{v}{18} \text{ л. с./т.}$$

Величины электромагнитных нагрузок B_δ и A , входящие в это выражение, должны, во-первых, удовлетворять условиям (3) и (4) и, во-вторых, не должны превышать номинальных значений, так как рассматриваемые тяговые режимы работы автомобиля являются длительными.

Рассчитанная таким образом для наиболее тяжелого по реализации мощности режима движения с максимальной скоростью удельная мощность, реализацию которой допускают параметры тягового электродвигателя, выбранные для обеспечения $D_n = 7,5\%$ и $v_{max} = 60$ км/ч, при активной длине якоря 0,45 м составляет 12,3 л. с./т, при $L_a = 0,5$ м — 11 л. с./т. Эти величины, таким образом, выше величин, определяемых мощностью первичного двигателя.

Рассмотрением конструктивных размеров выполненных электромотор-колес установлено, что размещение тягового электродвигателя полностью в ободе колеса возможно при отношении диаметра обода к диаметру якоря тягового электродвигателя, равном 2,1—2,3. Эта величина обеспечивается практически всеми шинами, применяемыми в автомобилях с колесной формулой 4×2 грузоподъемностью до 120—150 т [6].

С дальнейшим увеличением грузоподъемности автомобилей и применяемых шин диаметры ободов последних увеличиваются в меньшей степени, чем грузоподъемность. Появляющиеся при этом затруднения с размещением тяговых электродвигателей могут быть устранены, во-первых, применением электродвигателей с предельной активной длиной якоря — 0,5 м и, во-вторых, применением конструкции электромотор-колеса с электродвигателем, вынесенным за пределы обода.

Выводы

1. Параметры тяговых электродвигателей большегрузных карьерных автомобилей-самосвалов определяются по расчетной мощности, выбираемой по условиям обеспечения номинального динамического фактора автомобиля 7,5% и максимальной конструкционной скорости 55—60 км/ч.

2. Необходимые по условиям эксплуатации в карьере характеристики динамического торможения автомобиля обеспечиваются применением тягового электродвигателя с компенсационной обмоткой, активная длина якоря которого составляет (оптимальная величина) 0,45 м и в пределе до 0,5.

3. Для выбранных таким образом расчетной мощности и активной длины якоря выполнение тяговых электродвигателей предельно использованными по мощности обеспечивает размещение их в ободах электромотор-колес с применяемыми шинами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Болдов Н. А., Степанов А. Д. Теплоэлектрический подвижной состав. М., «Транспорт», 1968.

2. Иоффе А. Б. Тяговые электрические машины. М., «Энергия», 1965.

3. Каменецкий Б. Г. Параметры предельно использованных тяговых электродвигателей постоянного тока. «Электричество», 1963, № 7.

4. Касьянов В. Т. и др. Машины постоянного тока предельного использования по мощности и некоторые вопросы их проектирования. «Вестник электропромышленности», 1948, № 11.

5. Нувиньон Ф. Эволюция тяговых двигателей подвижного состава железных дорог Франции. «Железные дороги мира», 1972, № 11.

6. Сироткин З. Л., Каган С. И. О нагрузочных режимах и параметрах тягового электродвигателя большегрузного карьерного автомобиля-самосвала. «Автомобильная промышленность», 1974, № 8.

7. Степанов А. Д., Андерс В. И. Выбор основных параметров тягового электропривода пневмоколесных машин. Труды ВНИИСТРОЙДОРМАШ, вып. 62, М., 1973.

8. Яковлев А. И. Конструкция и расчет электромотор-колес. М., «Машиностроение», 1970.

ВЛИЯНИЕ НЕКОТОРЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ФАКТОРОВ НА ЗАПАС ВЫНОСЛИВОСТИ В ГАЛТЕЛЯХ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ

Введение

За последние годы были достигнуты крупные успехи в повышении надежности и увеличении моторесурса дизелей ЯМЗ. Ярославским моторным заводом был внедрен в производство ряд крупных мероприятий, направленных на повышение надежности коленчатых валов. Среди них следует отметить уменьшение внутреннего диаметра облегчающих отверстий шатунных шеек, устранение правки коленчатых валов в холодном состоянии, введение упрочнения галтельных участков путем накатки роликом, увеличение перекрытия шеек коленчатого вала посредством увеличения их наружных диаметров. Кроме того, введено скругление острых кромок облегчающих отверстий шатунных шеек; коленчатые валы изготавливают теперь из стали 50ГСЦ, рафинированной синтетическими шлаками; введено вращение вала при нагреве токами высокой частоты в процессе закалки и т. д.

Вместе с тем является актуальным дальнейшее повышение срока службы коленчатых валов, в особенности после их капитального ремонта.

Как было установлено в результате исследований ЯМЗ и НАМИ, одной из наиболее вероятных причин недостаточного срока службы коленчатых валов является несовершенство процесса шлифовки их шеек при капитальном ремонте.

Радиус галтели отремонтированных валов иногда составляет всего $0,5 \div 1,0$ мм при номинальном значении радиуса $r_r = 5,5 \div 6,0$ мм. В связи с изложенным представляет интерес количественная оценка изменения запаса выносливости в галтелях сопряжения шеек и щек коленчатого вала в результате влияния двух факторов:

1) конструктивного изменения форм и размеров кривошипа вала, осуществленного ЯМЗ для повышения выносливости последнего;

2) изменения форм и размеров кривошипа вала, осуществляемого в процессе перешлифовки шеек на ремонтные размеры и приводящего к снижению выносливости отремонтированного коленчатого вала. Выявлению этой оценки расчетным путем и посвящена настоящая статья.

По наблюдениям НАМИ большая часть отмечаемых при длительной эксплуатации случаев отказов коленчатых валов дизелей ЯМЗ-236 приходится на 3-й (последний) кривошип. Это обусловило выбор в качестве объекта для расчетных исследований галтели сопряжения 3-й шатунной шейки с 5-й щекой последнего кривошипа коленчатого вала двигателя ЯМЗ-236.

Методика расчетных исследований

Значения внутренних силовых факторов и номинальных напряжений в наиболее напряженных точках поперечных сечений выбирались путем расчета коленчатого вала, выполненного по так называемой «разрезной схеме» в соответствии с методикой [4]. При этом амплитуда номинальных нормальных напряжений от изгиба в наиболее напряженной точке поперечного сечения 5-й щеки у галтели сопряжения с 3-й шатунной шейкой

$$(\sigma_a)_{5ш} = \frac{[Z_{\max} - Z_{\min}]F_n}{2} \left[\frac{a}{W_{\sigma_{5ш}}} - \frac{1}{F_{5ш}} \right], \quad (1)$$

а амплитуда тангенциальных напряжений от кручения в наиболее напряженной точке поперечного сечения у вышеупомянутой галтели той же шейки

$$(\tau_a)_{3ш.ш} = \frac{(M_{кр})_{\max}^{3ш.ш} - (M_{кр})_{\min}^{3ш.ш}}{2(W_{кр})_{3ш.ш}}, \quad (2)$$

где Z_{\max} , Z_{\min} — экстремальные величины реакций, действующих на коренные шейки, от нормальных суммарных сил рассчитываемого кривошипа в его плоскости, приходящиеся на единицу площади поршня;

F_n — площадь поршня;

$F_{ш}$ — площадь поперечного сечения щеки;

$W_{\sigma_{ш}}$ — момент сопротивления изгибу поперечного сечения щеки в плоскости кривошипа;

a — плечо действия реакций;

$(M_{кр})_{\max; \min}$ — экстремальные величины крутящих моментов в сечениях шеек коленчатого вала;

$(W_{кр})_{ш.ш}$ — момент сопротивления кручению поперечного сечения шатунной шейки, расположенного вблизи щеки.

Уточнение этого расчета произведено путем определения запаса выносливости в наиболее напряженной точке галтели сопряжения шейки со щекой при одновременном учете концентрации напряжений по методике [2; 6]. В соответствии с этой методикой теоретические коэффициенты концентрации напряжений в галтели сопряжения α_σ и α_τ определяются как произведения функций от отнесенных к диаметру шатунной шейки $D_{ш.ш}$ параметров кривошипа вала — ширины и толщины щеки; перекрытия шеек; радиуса галтели; внутреннего диаметра, эксцентриситета, удаленности от галтели облегчающего отверстия шатунных шеек и т. д.

Коэффициенты концентрации можно представить в виде произведения двух сомножителей

$$\alpha_\sigma := (\alpha_\sigma)_0 \alpha_{\phi, \sigma} \quad \text{и} \quad \alpha_\tau := (\alpha_\tau)_0 \alpha_{\phi, \tau}. \quad (3)$$

Здесь сомножители $(\alpha_\sigma)_0$ и $(\alpha_\tau)_0$ условно характеризуют собственную концентрацию напряжений в галтели ступенчатого осесимметричного вала с параметром $\frac{d}{D} = 2$ и параметрами $\frac{r_{г.л.ш}}{D_{ш.ш}}$ и $\frac{d_{вн.ш.ш}}{D_{ш.ш}}$, теми же, что и у искомого кривошипа. Сомножители $\alpha_{\phi, \sigma}$ и $\alpha_{\phi, \tau}$ представляют собой коэффициенты общей неравномерности в зоне максимальной напряженности на поверхности галтели и определяются как произведения эмпирических коэффициентов в функциях от безразмерных параметров вала [2].

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений в галтели сопряжения определяются в [2] по формулам

$$k_\sigma := 1 + q_\sigma [(\alpha_\sigma)_0 - 1] \quad \text{и} \quad k_\tau := 1 + q_\tau [(\alpha_\tau)_0 - 1], \quad (4)$$

где $q_\sigma = f_1 \left(r_\tau; \sigma_B; \frac{\sigma_\tau}{\sigma_B} \right)$

и $q_\tau = f_2 \left(r_\tau; \frac{\sigma_\tau}{\sigma_B} \right)$ — коэффициенты чувствительности материала к концентрации напряжений, определяемые по номограммам в работе [2];

σ_B и σ_τ — пределы прочности и текучести материала при растяжении.

Эффективные коэффициенты общей неравномерности распределения напряжений в зоне максимальной напряженности на поверхности галтели в соответствии с [2] принимаются приближенно совпадающими с аналогичными коэффициентами по данным упругого распределения напряжений:

$$K_{\phi, \sigma} \approx \alpha_{\phi, \sigma} \quad \text{и} \quad K_{\phi, \tau} \approx \alpha_{\phi, \tau}. \quad (5)$$

Влияние изгибно-крутильных колебаний на амплитуды напряжений не учитывается. Несинфазность изменения по времени нормальных и касательных напряжений во внимание не принимается.

Запас выносливости в наиболее напряженной точке 5-й щеки по нормальным напряжениям, меняющимся по симметричному циклу, будет

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1} K_{\Delta}}{\frac{k_{\sigma} K_{\phi, \sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} (\sigma_a)_{\text{вдц}}} \quad (6)$$

Приведенная формула отличается от соответствующей формулы в [2] наличием коэффициента K_{Δ} , учитывающего увеличение предела выносливости на изгиб коленчатого вала, имеющего перекрытие шеек, по сравнению с пределом выносливости вала при отсутствии перекрытия шеек. Величина коэффициента K_{Δ} определяется по графику рис. 63 в [4] в зависимости от относительного перекрытия шеек $\frac{\Delta_{ш}}{D_{ш, ш}}$ и в настоящей работе изменяется в пределах 1,5 ÷ 1,9.

Запас выносливости в наиболее напряженной точке 3-й шатунной шейки по касательным напряжениям, меняющимся по симметричному циклу,

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau} K_{\phi, \tau}}{\varepsilon_{\tau}} (\tau_a)_{\text{вдцш}}} \quad (7)$$

В формулах (6) и (7):

σ_{-1} , τ_{-1} — пределы выносливости материала при изгибе и кручении для симметричного цикла;
 $\varepsilon_{\sigma} = 0,715$ и $\varepsilon_{\tau} = 0,62$ — масштабные факторы при изгибе и кручении.

Общий запас выносливости в наиболее напряженной точке галтели сопряжения 5-й щеки с 3-й шатунной шейкой при условии совпадения областей на поверхности галтели, где нормальные напряжения от изгиба вала в плоскости кривошипа и касательные напряжения от кручения максимальны, выражается по [2] следующей формулой:

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2 \left[1 + 2 \left(1 - \frac{k_{\tau}}{k_{\sigma}} \right) (n_{\sigma} - 1) \right]}} \quad (8)$$

Объект исследований и его варианты

По изложенной выше методике были просчитаны 11 вариантов сопряжений 5-й щеки с 3-й шатунной шейкой коленчатого вала двигателя ЯМЗ-236. Подробная характеристика и индексация исследованных вариантов сопряжений приведены в табл. 1.

Индексация и характеристика исследованных вариантов сопряжений 5-й щеки с 3-й шатунной шейкой коленчатого вала двигателя ЯМЗ-236

Индекс исследованного варианта	Характеристика исследованного варианта, которому соответствует данный индекс	Примечание
1	2	3
0	Исходный вариант коленчатого вала, характеризующийся следующими диаметрами шеек: $D_{к.ш} = 105$ мм; $D_{ш.ш} = 85$ мм; $d_{вн.ш.ш} = 35$ мм; $r_{г.ш.ш} = 5,5$ мм. Амплитудные напряжения $(\sigma_a)_{5ш} = 608$ кг/см ² ; $(\tau_a)_{3ш.ш} = 267$ кг/см ² . Коэффициенты концентрации $\alpha_\sigma = 2,639$; $(\alpha_\sigma)_0 = 2,14$; $\alpha_\tau = 1,793$; $(\alpha_\tau)_0 = 1,62$	Внедрено на ЯМЗ (с 1964 по 1966 г.)
0 ₀	Данный вариант отличается от исходного варианта 0 только внутренним диаметром облегчающего отверстия шатунной шейки $d_{вн.ш.ш} = 30$ мм; $(\sigma_a)_{5ш} = 608$ кг/см ² ; $(\tau_a)_{3ш.ш} = 214$ кг/см ² ; $\alpha_\sigma = 2,610$; $(\alpha_\sigma)_0 = 2,14$; $\alpha_\tau = 1,759$; $(\alpha_\tau)_0 = 1,62$	Внедрено на ЯМЗ (с 1966 г. по настоящее время)
0 ₁	Произведена перешлифовка всех шеек варианта 0 ₀ под 1-й ремонтный размер* с уменьшением радиуса галтели $r_{г.ш.ш}$ до 4,5 мм; $(\sigma_a)_{5ш} = 603$ кг/см ² ; $(\tau_a)_{3ш.ш} = 218$ кг/см ² ; $\alpha_\sigma = 2,878$; $(\alpha_\sigma)_0 = 2,21$; $\alpha_\tau = 1,885$; $(\alpha_\tau)_0 = 1,74$	Внедрено на ремонтных заводах
0 ₁₁	Произведен искусственный подрез галтели у варианта 0 ₁ с дополнительным уменьшением ее радиуса $r_{г.ш.ш}$ до 1,5 мм; $(\sigma_a)_{5ш} = 605$ кг/см ² ; $(\tau_a)_{3ш.ш} = 218$ кг/см ² ; $\alpha_\sigma = 3,785$; $(\alpha_\sigma)_0 = 3,39$; $\alpha_\tau = 2,57$; $(\alpha_\tau)_0 = 2,33$	Имеет место на АТП и на ремонтных заводах в процессе перешлифовки шеек коленчатого вала
1 ₀	Диаметры шатунных шеек увеличены до $D_{ш.ш} = 88$ мм; диаметры коренных шеек $D_{к.ш} = 105$ мм; диаметры $d_{вн.ш.ш} = 30$ мм оставлены без изменения. $(\sigma_a)_{5ш} = 608$ кг/см ² ; $(\tau_a)_{3ш.ш} = 186$ кг/см ² ; $\alpha_\sigma = 2,52$; $(\alpha_\sigma)_0 = 2,16$; $\alpha_\tau = 1,82$; $(\alpha_\tau)_0 = 1,66$	Внедрено на ЯМЗ (со 2-го полугодия 1969 г. по настоящее время)

I_1	Произведена перешлифовка всех шеек варианта I_0 под 1-ремонтный размер* с уменьшением радиуса галтели $r_{г.ш.ш}$ до 4,5 мм; $(\sigma_a)_{5ш} = 608$ кг/см ² ; $(\tau_a)_{3ш.ш} = 188$ кг/см ² ; $\alpha_\sigma = 2,81$; $(\alpha_\sigma)_0 = 2,3$; $\alpha_\tau = 1,918$; $(\alpha_\tau)_0 = 1,75$	Внедрено на ремонтных заводах
I_2	Произведена перешлифовка всех шеек варианта I_1 под 2-й ремонтный размер* с уменьшением радиуса галтели $r_{г.ш.ш}$ до 3,5 мм; $(\sigma_a)_{5ш} = 608$ кг/см ² ; $(\tau_a)_{3ш.ш} = 191$ кг/см ² ; $\alpha_\sigma = 3,116$; $(\alpha_\sigma)_0 = 2,45$; $\alpha_\tau = 2,04$; $(\alpha_\tau)_0 = 1,37$	Внедрено на ремонтных заводах
II_0	Диаметры шатунных шеек $D_{ш.ш}$ увеличены до 88 мм, а диаметры коренных шеек $D_{к.ш}$ до 110 мм; диаметры $d_{вн.ш.ш} = 30$ мм оставлены без изменения; $(\sigma_a)_{5ш} = 608$ кг/см ² ; $(\tau_a)_{3ш.ш} = 186$ кг/см ² ; $\alpha_\sigma = 2,36$; $(\alpha_\sigma)_0 = 2,16$; $\alpha_\tau = 1,803$; $(\alpha_\tau)_0 = 1,66$	Внедрено на ЯМЗ (со 2-го полугодия 1969 г. по настоящее время)
II_1	Произведена перешлифовка всех шеек варианта II_0 под 1-й ремонтный размер* с уменьшением радиуса галтели $r_{г.ш.ш}$ до 4,5 мм; $(\sigma_a)_{5ш} = 608$ кг/см ² ; $(\tau_a)_{3ш.ш} = 188$ кг/см ² ; $\alpha_\sigma = 2,65$; $(\alpha_\sigma)_0 = 2,3$; $\alpha_\tau = 1,9$; $(\alpha_\tau)_0 = 1,75$	Внедрено на ремонтных заводах
II_{11}	Произведен искусственный подрез галтели у варианта II_1 с дополнительным уменьшением ее радиуса $r_{г.ш.ш}$ до 1,5 мм; $(\sigma_a)_{5ш} = 608$ кг/см ² ; $(\tau_a)_{3ш.ш} = 188$ кг/см ² ; $\alpha_\sigma = 3,49$; $(\alpha_\sigma)_0 = 3,4$; $\alpha_\tau = 2,605$; $(\alpha_\tau)_0 = 2,4$	Имеет место на АТП и на ремонтных заводах в процессе перешлифовки шеек коленчатого вала
II_2	Произведена перешлифовка всех шеек варианта II_1 под 2-й ремонтный размер* с уменьшением ее радиуса $r_{г.ш.ш}$ до 3,5 мм; $(\sigma_a)_{5ш} = 608$ кг/см ² ; $(\tau_a)_{3ш.ш} = 191$ кг/см ² ; $\alpha_\sigma = 2,946$; $(\alpha_\sigma)_0 = 2,45$; $\alpha_\tau = 2,021$; $(\alpha_\tau)_0 = 1,37$	Внедрено на ремонтных заводах

* Перешлифовка всех шеек коленчатого вала под каждый ремонтный размер соответствует уменьшению их диаметра на 0,25 мм.

Результаты расчета запасов выносливости

Внутренние силовые факторы в соответствующих сечениях коленчатого вала подсчитаны по методике его квазистатического расчета [4] на ЭЦВМ «Минск-2». В соответствии с [2] амплитудные нормальные напряжения в 5-й щеке определены по формуле (1) без учета составляющей от растяжения — сжатия щеки и одинаковы во всех исследованных вариантах, поскольку размеры щек не изменялись. Амплитудные касательные напряжения в поперечном сечении 3-й шатунной шейки у галтели сопряжения с 5-й щекой подсчитаны по формуле (2) и переменны во всех исследованных вариантах, поскольку в процессе исследования изменялись диаметры шеек. Следует отметить, что амплитудные касательные напряжения в пределах каждой из трех выделенных групп вариантов отличаются весьма незначительно.

В соответствии с [6] и [2] по чертежным размерам коленчатого вала были подсчитаны геометрические характеристики исследованных вариантов сопряжений 5-й щеки с 3-й шатунной шейкой коленчатого вала двигателя ЯМЗ-236 — абсолютные расчетные размеры кривошипа и на их основе его безразмерные параметры, по которым в соответствии с [2] определены теоретические коэффициенты концентрации напряжений α_s и α_c . После подсчета этих коэффициентов по формулам (3) произведено их разделение на коэффициенты собственно концентрации напряжений и коэффициенты общей неравномерности в зоне максимальной напряженности на поверхности галтели.

Рассматривая данные определения упругих коэффициентов α_s и α_c , можно отметить, что последовательное увеличение наружного диаметра сначала шатунных, а затем коренных шеек, реализованное на дизелях ЯМЗ, способствует существенному увеличению перекрытия шеек коленчатого вала и приводит к уменьшению теоретического коэффициента концентрации α_s при изгибе с 2,61 до 2,52 и 2,36 соответственно. Что касается теоретического коэффициента концентрации напряжений α_c при кручении, то этот коэффициент при увеличении относительного положительного перекрытия $\Delta_{ш}$ сначала увеличивается с 1,759 до 1,82, а затем уменьшается до 1,808. Такое изменение этого коэффициента, происходящее в весьма небольших пределах, связано, однако, не с перекрытием шеек, а с уменьшением относительного радиуса галтели $r_{г.ш.ш}$ и относительной ширины щеки $\bar{b}_{ш}$ при увеличении наружного диаметра шатунных шеек.

В случаях выполнения галтелей малым радиусом, при котором соотношения влияющих на концентрацию напряжений параметров выходили за пределы величин, рассмотренных в работе [2], возникла необходимость в экстраполяции кривых [2]. В этом случае в расчете коэффициентов α_s и α_c использовались диаграммы из ра-

боты [6], полученные экстраполяцией и интерполяцией кривых в [2]. Кроме того, перешлифовка шеек с одновременным и последовательным уменьшением радиуса галтелей в процессе капитального ремонта двигателя во всех случаях приводила к росту теоретических коэффициентов концентрации напряжений в галтелях α_1 и α_2 , при этом особенно существенное возрастание этих коэффициентов, достигавшее для α_1 значения 3,5÷3,8 и для α_2 значения 2,5÷2,6, происходило при выполнении галтели радиусом, уменьшенным до 1,5 мм.

В табл. 2 приведены механические характеристики в нормализованном и улучшенном состояниях двух марок сталей — стали 50Г, из которой изготовлялись коленчатые валы дизелей ЯМЗ-236 (в настоящее время для изготовления упомянутых коленчатых валов используется сталь 50ГСШ), и стали 50ХФА с более высокими прочностными свойствами.

Таблица 2

Механические характеристики стали для коленчатых валов двигателя ЯМЗ-236

Механические характеристики стали, кг/см ²	Сталь 50Г		Сталь 50ХФА	
	Нормализация	Улучшение	Нормализация	Улучшение
Предел прочности при растяжении σ_B	6800	8200	7160	15000
Предел текучести при растяжении σ_T	3600	5600	3620	13000
Отношение предела текучести к пределу прочности $\frac{\sigma_T}{\sigma_B}$	0,53	0,683	0,505	0,866
Предел выносливости при изгибе σ_{-1}	2900	3400	3875	6900
Предел выносливости при кручении τ_{-1}	1450	1960	2980	5300

Механические характеристики выбраны по данным соответствующей справочной литературы по машиностроительным материалам [3; 1] и согласуются с результатами испытаний образцов этих сталей, проведенных на ЯМЗ.

В табл. 3 в качестве результатов проведенных расчетных исследований представлены запасы выносливости для оценки прочности исследованных вариантов сопряжений 5-й щеки с 3-й шатунной шейкой коленчатого вала двигателя ЯМЗ-236 по методике [2]. Определение этих величин производилось по формулам (4) — (8) для двух марок стали — 50Г и 50ХФА. Величины, стоящие в этих таблицах в числителе дробей, соответствуют нормализованным сталям, а величины в знаменателе дробей — улучшенным сталям.

Влияние накатки галтели роликом на запас выносливости в ее наиболее напряженной точке учтено выбором коэффициента упрочнения $\beta=1,8$ для коленчатых валов с высокой концентрацией напряжений ($k_\sigma \geq 1,8$) по данным работы [5]. На этот коэффициент умножаются запасы выносливости n_1 и n_2 , найденные без учета

накатки, а затем по формуле (10) определяется запас выносливости n в галтели с учетом накатки.

Таблица 3

Запасы выносливости n для оценки прочности исследованных вариантов сопряжений 5-й щеки с 3-й шатунной шейкой коленчатого вала двигателя ЯМЗ-236 по методике [2]

Индекс исследованного варианта	Сталь 50Г, нормализованный и улучшенный варианты		Сталь 50ХФА, нормализованный и улучшенный варианты	
	Запасы выносливости без накатки галтелей n	Запасы выносливости при накатке галтелей n	Запасы выносливости без накатки галтелей n	Запасы выносливости при накатке галтелей n
0	<u>1,370</u>	<u>2,06</u>	<u>1,945</u>	<u>2,885</u>
	1,575	2,43	2,600	3,720
0 ₀	<u>1,455</u>	<u>2,21</u>	<u>2,025</u>	<u>2,970</u>
	1,690	2,56	2,690	3,810
0 ₁	<u>1,430</u>	—	<u>1,960</u>	—
	1,610	—	2,600	—
0 _{II}	<u>1,270</u>	—	—	—
	—	—	—	—
I ₀	<u>1,703</u>	<u>2,610</u>	<u>2,32</u>	<u>3,37</u>
	1,925	2,910	3,03	4,27
I ₁	<u>1,595</u>	—	<u>2,135</u>	—
	1,780	—	2,780	—
I ₂	<u>1,512</u>	—	<u>2,01</u>	—
	1,660	—	2,575	—
II ₀	<u>1,820</u>	<u>2,81</u>	<u>2,50</u>	<u>3,65</u>
	2,065	3,12	3,27	4,64
II ₁	<u>1,720</u>	—	<u>2,32</u>	—
	1,925	—	3,03	—
II _{II}	<u>1,520</u>	—	—	—
	—	—	—	—
II ₂	<u>1,635</u>	—	<u>2,21</u>	—
	1,805	—	2,81	—

Анализ полученных результатов

Приведенные в табл. 3 результаты расчета запаса выносливости позволяют оценить влияние различных конструктивных изменений вала, осуществленных на ЯМЗ, а также получаемых при ремонте. Сравним между собой варианты групп 0 I и II. Из сопо-

ставления вариантов видно, что переход на ЯМЗ с 1964 по 1966 гг. к уменьшенному внутреннему диаметру облегчающего отверстия шатунных шеек $d_{\text{вн.ш.ш}}$ с 35 до 30 мм привел к увеличению минимального запаса выносливости сопряжения 5-й щеки с 3-й шатунной шейкой n с 1,370 до 1,455, т.е. на 6%. При учете концентраторов напряжений, вносимых вследствие несовершенства процесса перешлифовки коленчатых валов этой группы с номинального на первый ремонтный размер всех шеек, а также с уменьшением радиуса галтели $r_{\text{г.ш.ш}}$ с 5,5 до 4,5 мм (вариант 0_1) минимальный запас выносливости в галтели n снизился до 1,430. При дальнейшем уменьшении радиуса галтели до 1,5 мм, сохранении первого ремонтного размера шеек (вариант 0_{11}) и внесении тем самым дополнительного концентратора напряжений минимальный запас выносливости в галтели n падает еще ниже, достигая величины 1,27. Очевидно, что при дальнейшем подрезании галтели до величины радиуса галтели 1,0 мм и ниже не исключено будет исчерпание минимального запаса выносливости.

Увеличение наружного диаметра только шатунных шеек (группа I) с 85 до 88 мм привело к увеличению минимального запаса выносливости в галтели сопряжения с 1,455 до 1,703, т.е. на 14,5% (вариант I_0). Однако перешлифовка шеек коленчатого вала в процессе ремонта сначала под первый (вариант I_1), а затем под второй (вариант I_2) ремонтный размер при уменьшении радиусов галтелей до 4,5 и 3,5 мм приводит к уменьшению минимальных запасов выносливости до величин 1,595 и 1,512 соответственно. Эти величины существенно выше аналогичных величин при исходном выполнении кривошипа вала.

Если в дополнение к увеличению наружного диаметра шатунных шеек увеличить также наружный диаметр коренных шеек (группа II) со 105 до 110 мм, то минимальный запас выносливости в галтели сопряжения дополнительно увеличится с 1,703 до 1,82, т.е. на 6,5% (вариант II_0).

При этом перешлифовка шеек коленчатого вала при капитальном ремонте двигателя сначала на первый (вариант II_1), а затем на второй (вариант II_2) ремонтный размер, сопровождающаяся также уменьшением радиусов галтелей до 4,5 и 3,5 мм, тоже приводит к уменьшению минимальных запасов выносливости, но до несколько больших величин, составляющих 1,720 и 1,635 соответственно. Таким образом, величины минимальных запасов выносливости n во всех вариантах группы II превосходят аналогичные величины этих запасов как в группе I, так и при исходном выполнении коленчатого вала. При снижении радиуса галтели до $r_{\text{г.ш.ш}} = 1,5$ мм не исключено снижение минимального запаса выносливости с 1,82 до 1,52, т.е. на 16,5%.

Таким образом, конструктивное мероприятие по увеличению диаметров шеек коленчатого вала, внедренное в производство Ярославским моторным заводом, способствует значительному повышению минимального запаса усталостной прочности в галтелях ко-

ленчатых валов. Следует отметить, что конструктивные мероприятия, способствующие созданию наиболее рациональных форм кривошипов коленчатого вала, увеличивают минимальный запас выносливости в галтелях лишь до определенного предела, не превышающего 1,82 для стали 50Г. Дальнейшее увеличение запаса выносливости может быть достигнуто путем осуществления дополнительного комплекса технологических мероприятий даже при сохранении существующей марки стали типа 50Г. К числу этих мероприятий относится переход от нормализации стали 50Г к ее улучшению. Как видно из табл. 3, замена нормализации стали 50Г ее улучшением способствует увеличению запасов выносливости в галтели сопряжения 5-й щеки с 3-й шатунной шейкой до величин 1,925—2,065, т. е. на 25—30% по сравнению с исходным нормализованным коленчатым валом. Если, помимо этого, применить технологическую операцию накатки галтелей роликом, то вышеупомянутый запас выносливости может быть дополнительно увеличен до 2,5—3,1. Переход на новую марку стали для коленчатых валов, например 50ХФА, обладающую более высокими механическими свойствами по сравнению со сталью 50Г, привел бы к дальнейшему повышению уровня как минимальных, так и максимальных запасов выносливости в галтели сопряжения 5-й щеки с 3-й шатунной шейкой, которые достигнут величин 2,5—3,0 без применения накатки галтелей роликом и величин 3,5—4,5 с применением упомянутой накатки.

Подрез галтели в процессе ремонта вала и в этом случае является недопустимым как ввиду значительной концентрации напряжений, так и ввиду повышенной чувствительности высокопрочных сталей к концентрации напряжений.

Выводы

1. Применение методики [2] дает возможность приближенно оценить величины запасов усталостной прочности n в наиболее напряженной точке галтели сопряжения 5-й щеки с 3-й шатунной шейкой при одновременном учете общей неравномерности распределения напряжений и концентрации напряжений в галтелях коленчатых валов в зависимости от всего комплекса безразмерных геометрических параметров сопряжения. Методика позволяет оценить степень эффективности любого конструкторского и технологического мероприятия завода-изготовителя, направленного на повышение выносливости галтелей коленчатых валов, а также снижение степени этой эффективности при перешлифовке шеек коленчатого вала в процессе его ремонта.

2. Переход Ярославского моторного завода на изготовление коленчатых валов дизелей ЯМЗ-236 с увеличенными наружными диаметрами шатунных и коренных шеек способствовал увеличению их выносливости в галтелях сопряжения шеек со щеками от 14,5 до 21%. Дальнейшее повышение выносливости может быть осуществ-

влено за счет замены нормализации улучшением при сохранении упрочняющих технологических операций накатки галтелей роликом, а также перехода на новую марку стали с более высокими прочностными показателями.

3. Подрез галтелей коленчатых валов в процессе перешлифовки шеек под очередные ремонтные размеры приводит к снижению выносливости галтельного участка на 13,0—16,5% вследствие внесения в него дополнительных концентраторов напряжений. При этом увеличивается вероятность поломки коленчатого вала на капитально отремонтированном двигателе.

ЛИТЕРАТУРА

1. Автомобильные конструкционные стали. Справочник, под ред. проф. д-ра техн. наук А. П. Гуляева и доц. канд. техн. наук И. С. Козловского. М., Машгиз, 1951.
 2. Лейкин А. С. Напряженность и выносливость деталей сложной конфигурации. М., «Машиностроение», 1968.
 3. ОМТМ 0056—002—68. Марочник стали для машиностроения, 2-е изд. М., 1968.
 4. Орлин А. С., Вырубков Д. Н., Круглов М. Г., Роганов С. Г., Симмаков Ф. Ф., Чурсин М. М. Двигатели внутреннего сгорания. Конструкция и расчет, т. 2. Под ред. проф. А. С. Орлина. М., Машгиз, 1962.
 5. Серенсен С. В., Громан М. Б., Коганов В. П., Шнейдерович Р. М. Валы и оси (Конструирование и расчет). М., «Машиностроение», 1970.
 6. Harald Maas. Die Gestaltsfestigkeit von Kurbelwellen, insbesondere nach den Forderungen der Klassifikationsgesellschaften. «MTZ», 1964, № 10.
-

МЕТОДИКА И НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ЭЛЕКТРОТЕРМОАНОМЕТРИРОВАНИЯ В ЦИЛИНДРЕ ДВИГАТЕЛЯ

Обозначения

- \bar{p} — давление в цилиндре двигателя, кг/см²;
 $\bar{\omega}$, $\sqrt{(\omega')^2}$ — средняя и среднеквадратичная пульсационная скорость в одноименных фазах цикла, м/сек;
 i — сила тока, А;
 k , n — коэффициенты зависимости тока анемометра от скорости потока;
 m — количество циклов измерения;
 φ — угол обдува нити (угол между вектором скорости и нитью насадка), град;
 α , β , γ — углы между вектором скорости и осями координат x , y , z , град.

Величины с индексами x , y , z относятся к измерениям при расположении нити насадка по соответствующей оси координат, град. Индексы φ , 0,90 обозначают угол обдува нити.

Большой интерес к вопросам сгорания в двигателях легкого топлива, которое в значительной мере зависит от газодинамических характеристик заряда в цилиндре, выдвигает задачу об установлении количественной связи между ними в период сгорания и протеканием сгорания. Выявление такой зависимости важно как с точки зрения рационального подхода к конструированию камер сгорания и впускных каналов, так и с точки зрения установления общих законов сгорания в цилиндре двигателя и возможности воздействия на него.

Исследование проводилось с использованием метода термоанемометрии. В данной работе использовался электротермоанемометр ЭТА-5А, разработанный во Всесоюзном электротехническом институте им. В. И. Ленина под руководством П. В. Чебышева. В основу расшифровки анемограмм положено уравнение, предложенное

П. В. Чебышевым [4], теоретически и экспериментально установившим зависимость тока термоанемометра от скорости и давления потока:

$$p\omega = ki^n. \quad (1)$$

Однако уравнение (1) дает нулевое значение тока при нулевом значении скорости. В действительности при нулевой скорости величина тока имеет вполне определенное конечное значение, и точность формулы при малых $p\omega$ снижается. Однако при практически встречающихся в цилиндре двигателя значениях $p\omega$ величины тока, полученные по уравнению (1) и измеренные, хорошо совпадают. Как показали измерения в цилиндре двигателя, скорость заряда на впуске быстро возрастает, достигая 50—150 м/сек, и затем снижается к н. м. т. до 30—90 м/сек. При сжатии скорость заряда снижается к в. м. т. до 4—10 м/сек, однако давление при этом увеличивается (до 10 кг/см² и более), т. е. произведение $p\omega$ получается больше 40. При расширении давление уменьшается при некотором возрастании скорости (до 25—40 м/сек к н. м. т.). Таким образом, во время всего цикла величина $p\omega$ не становится меньше 25, и формула (1) пригодна для ее применения при измерении скоростей заряда в цилиндре двигателя, а относительная ее простота значительно сокращает объем последующей обработки.

Одна из наибольших трудностей при электротермоанемометрии заключается в том, что записанная анемодиаграмма не дает конечной информации о скорости газа. Это связано со следующими причинами:

1) чувствительность нити анемометра зависит от направления обдува, а движение газа в цилиндре двигателя резко переменное по величине и направлению;

2) скорость движения газа не воспроизводится от цикла к циклу;

3) зависимость между током нити и $p\omega$ нелинейная; все это приводит к тому, что для получения величины скорости приходится значительно увеличивать объем вычислительных работ.

Для получения вектора скорости необходимо иметь показания анемометра при расположении нити по трем некопланарным осям. При применении трех ортогональных осей объем обработки значительно сокращается. В данной работе было решено не применять три насадка с взаимно перпендикулярными нитями [3], так как различия электрических характеристик и неточность установки последних приводят к ошибкам измерений, а использовать один уплотненный насадок, имеющийся в комплекте аппаратуры ЭТА-5А.

При этом, если угол между нитью и осью насадка $\alpha = \arcsin \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{3}} \approx 54^\circ 45'$, при последовательном повороте насадка вокруг оси через каждые 120° нить становится в три взаимно перпендикулярные положения.

Тарировка насадка

Зависимость (1) в логарифмических координатах представляет собой прямую линию, по крайней мере, в диапазоне изменения, имеющем место в цилиндре двигателя.

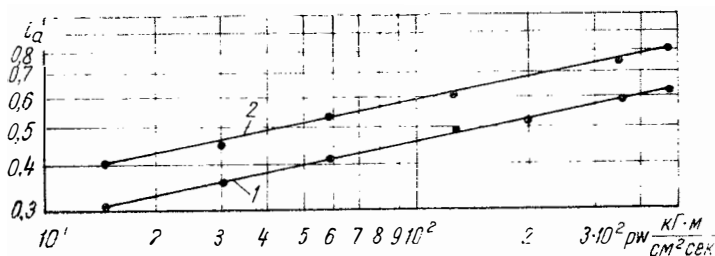


Рис. 1. Тарировка насадка в логарифмических координатах:
1 — нить параллельна потоку; 2 — нить перпендикулярна потоку

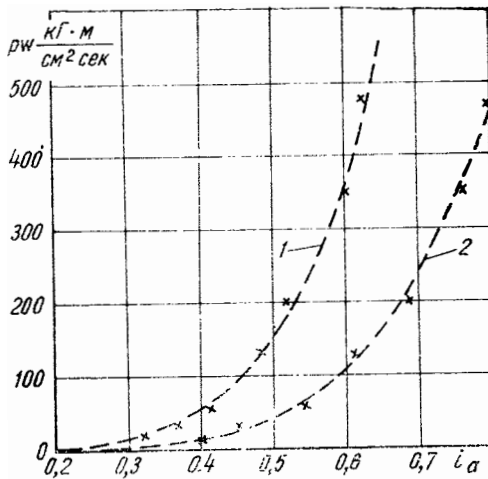
На рис. 1 приведена такая зависимость при перпендикулярном и параллельном обдуве нити. Для определения коэффициентов n и k , вообще говоря, достаточно двух точек, при которых определены значения токов и $p w$:

$$n = \frac{\lg \left(\frac{p w_2}{p w_1} \right)}{\lg \frac{i_2}{i_1}};$$

$$k = \frac{p w_1}{i_1^n} = \frac{p w_2}{i_2^n}.$$

Однако для большей точности нахождения коэффициентов целесообразно использовать большее число тарировочных точек. Затем в системе координат $\lg i - \lg p w$ следует провести прямые и по методу наименьших квадратов определить уточненные значения коэффициентов. Значения коэффициента n для случаев параллельного и перпендикулярного обдува получаются очень близкими (в данной работе $n_{90} = 5,12$; $n_0 = 4,96$) и с достаточной для практики точностью целесообразно принимать среднее значение.

На рис. 2 представлены результаты тарировки насадка. Здесь же пунктиром нанесены расчетные кривые по уравнению (1), в котором коэффициенты определены по результатам тарировки. Хорошее совпадение экспериментальных точек и кривой по уравнению (1) свидетельствует о правомерности аппроксимации экспериментальных точек уравнением (1) с постоянным коэффициентом n .



• Рис. 2. Тарировка насадка
 (x - экспериментальные значения;
 --- кривые, построенные по уравнению (1).
 1 - нить параллельна потоку, 2 - нить перпендикулярна потоку

Методика нахождения вектора скорости

В данной работе пришлось также отказаться от распространенной методики расшифровки анемодиаграмм, в основу которой положено предположение о том, что теплоотдача нити равна сумме теплоотдач от составляющих скорости по координатным осям [3], так как это условие не выполняется на практике.

Метод определения вектора скорости основывался на нахождении зависимостей:

1) тока анемометра от угла обдува нити при постоянном значении ρw ;

2) коэффициента чувствительности k от соотношения между токами при расположении нити по трем координатным осям.

Тарировка насадка при различных углах обдува нити показала, что для любого значения ρw справедливо следующее уравнение:

$$\frac{i_{\varphi} - i_0}{i_{90} - i_0} = \sin \varphi. \quad (2)$$

Эта зависимость справедлива также для результатов, приведенных в ряде других работ [2]. На рис. 3 показана зависимость

$\frac{i_{\varphi} - i_0}{i_{90} - i_0} = f(\varphi)$ при постоянном значении ρw . Здесь же пунктиром нанесено значение $\sin \varphi$.

Для определения зависимости между коэффициентом чувствительности k и соотношением величин токов по трем осям необходимо иметь следующие уравнения:

$$\sin^2\alpha + \sin^2\beta + \sin^2\gamma = 2; \quad (3)$$

$$k_x i_x^n = k_y i_y^n = k_z i_z^n. \quad (4)$$

Уравнение (4) справедливо при предположении, что в цилиндре двигателя в определенной фазе цикла величина $p\omega$ статистически постоянна. Среднюю величину тока в данной фазе цикла при одном положении нити находим из уравнения:

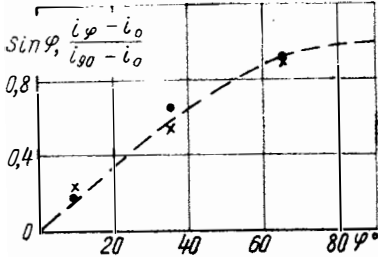


Рис 3 Влияние угла обдува нити на изменение тока

• — изменение угла обдува от нуля до $+90^\circ$; x — изменение угла обдува от нуля до -90° ; --- значение $|\sin\varphi|$

$$i_{x\text{ ср}} = \sqrt[n]{\frac{1}{m} \sum i_{xj}^n},$$

где i_{xj} — величина тока в данной фазе j -го цикла. Статистически средняя (по множеству в одноименных фазах цикла) скорость определяется по формуле:

$$\omega = \frac{k_x i_x^n}{p} = \frac{k_y i_y^n}{p} = \frac{k_z i_z^n}{p}.$$

В этой и всех последующих формулах для нахождения средней скорости величина силы тока подразумевается статистически средней.

Подставляя уравнение (1) в формулу (2), получаем:

$$\left. \begin{aligned} \sin\alpha &= \frac{k_x \frac{1}{n} - k_0 \frac{1}{n}}{k_{90} \frac{1}{n} - k_0 \frac{1}{n}}; \\ \sin\beta &= \frac{k_y \frac{1}{n} - k_0 \frac{1}{n}}{k_{90} \frac{1}{n} - k_0 \frac{1}{n}}; \\ \sin\gamma &= \frac{k_z \frac{1}{n} - k_0 \frac{1}{n}}{k_{90} \frac{1}{n} - k_0 \frac{1}{n}}. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

После подстановки уравнения (5) в равенство (3) имеем

$$k_x^{-\frac{2}{n}} + k_y^{-\frac{2}{n}} + k_z^{-\frac{2}{n}} - 2k_0^{-\frac{1}{n}} \left(k_x^{-\frac{1}{n}} + k_y^{-\frac{1}{n}} + k_z^{-\frac{1}{n}} \right) - 2k_{90}^{-\frac{2}{n}} + 4k_{90}^{-\frac{1}{n}} k_0^{-\frac{1}{n}} + k_0^{-\frac{2}{n}} = 0.$$

Выражая из уравнения (4) одни коэффициенты через другие и обозначая

$$\begin{aligned} \left(1 + \frac{i_x^2}{i_y^2} + \frac{i_x^2}{i_z^2} \right) & \text{ через } A_x; & \left(1 + \frac{i_y^2}{i_x^2} + \frac{i_y^2}{i_z^2} \right) & \text{ через } A_y; \\ \left(1 + \frac{i_z^2}{i_x^2} + \frac{i_z^2}{i_y^2} \right) & \text{ через } A_z; & \left(1 + \frac{i_x}{i_y} + \frac{i_x}{i_z} \right) & \text{ через } B_x; \\ \left(1 + \frac{i_y}{i_x} + \frac{i_y}{i_z} \right) & \text{ через } B_y; & \left(1 + \frac{i_z}{i_x} + \frac{i_z}{i_y} \right) & \text{ через } B_z; \\ \left(2k_{90}^{-\frac{2}{n}} - 4k_{90}^{-\frac{1}{n}} k_0^{-\frac{1}{n}} - k_0^{-\frac{2}{n}} \right) & & & \text{ через } C, \end{aligned}$$

получим три уравнения:

$$\left. \begin{aligned} A_x k_x^{-\frac{2}{n}} - 2B_x k_0^{-\frac{1}{n}} k_x^{-\frac{1}{n}} - C &= 0; \\ A_y k_y^{-\frac{2}{n}} - 2B_y k_0^{-\frac{1}{n}} k_y^{-\frac{1}{n}} - C &= 0; \\ A_z k_z^{-\frac{2}{n}} - 2B_z k_0^{-\frac{1}{n}} k_z^{-\frac{1}{n}} - C &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Значения коэффициентов k получаем путем решения уравнения (6):

$$\left. \begin{aligned} k_x &= \left(\frac{A_x}{B_x k_0^{-\frac{1}{n}} \pm \sqrt{\left(B_x k_0^{-\frac{1}{n}} \right)^2 + A_x C}} \right)^n; \\ k_y &= \left(\frac{A_y}{B_y k_0^{-\frac{1}{n}} \pm \sqrt{\left(B_y k_0^{-\frac{1}{n}} \right)^2 + A_y C}} \right)^n; \\ k_z &= \left(\frac{A_z}{B_z k_0^{-\frac{1}{n}} \pm \sqrt{\left(B_z k_0^{-\frac{1}{n}} \right)^2 + A_z C}} \right)^n. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Анализ большого числа примеров показал, что во всех случаях в уравнении (7) следует брать знак «+».

Путем подстановки значений коэффициентов (7) в уравнения (1) и (5) получаем величину вектора скорости и синуса направляющих углов. Для определения величины скорости достаточно найти и подставить в уравнение (1) величину только одного коэффициента k . Однако для большей точности в данной работе величина скорости рассчитывалась как среднее арифметическое трех полученных величин.

В качестве примера были вычислены значения вектора скорости по данной методике. На тарифовочной установке при трех взаимно перпендикулярных положениях нити и постоянной скорости 26,4 м/сек записывалась сила тока. Затем по результатам предварительно проведенной тарифовки подсчитывались значения вектора скорости. Скорость, вычисленная по данной методике, составляла 25,3 м/сек.

Среднеквадратичную пульсационную скорость находим по уравнению

$$\begin{aligned} \sqrt{(\omega')^2} &= \frac{k_x}{\rho} \sqrt[2n]{\frac{\sum (i_{xj}^n - i_{xcp}^n)^2}{m}} = \frac{k_y}{\rho} \sqrt[2n]{\frac{\sum (i_{yj}^n - i_{ycp}^n)^2}{m}} = \\ &= \frac{k_z}{\rho} \sqrt[2n]{\frac{\sum (i_{zj}^n - i_{zcp}^n)^2}{m}}. \end{aligned}$$

Точность определения среднеквадратичной пульсационной скорости может быть существенно повышена, если находить среднее арифметическое из трех найденных значений. По данной методике была разработана программа для ЭВМ «Минск-22». В результате расчета выдавались график значений средней скорости через 30 град. п. к. в. и лента значений средней, среднеквадратичной пульсационной скоростей и синусов направляющих углов вектора скорости через указанный выше интервал.

Оценка точности найденных величин

На точность нахождения величины скорости решающее влияние оказывают ошибки, вызванные влиянием конструкции насадка. К ним следует отнести главным образом влияние расположения пожек нити на показание анемометра. Анализ результатов тарифовки при различных углах обдува нити показал, что ошибка в определении скорости может достигать 8%.

Точность аппроксимации экспериментальных данных уравнением (2) составляет 4%. Точность нахождения средних значений токов зависит также от количества обработанных анемограмм. Таким образом, в целом, при числе обработанных анемограмм более 10 ошибка в вычислении средней скорости достигает 12%.

Определением среднего арифметического значения скорости по трем найденным значениям можно уменьшить погрешность до 8%.

Точность нахождения среднеквадратичной пульсационной скорости определяется в основном величиной максимальной степени турбулентности в цилиндре двигателя. При максимальной степени турбулентности 0,35 [1] с учетом влияния конструкции насадка и числе обработанных диаграмм более 10 ошибка определения среднеквадратичной пульсационной скорости достигает 25%. Нахождением среднеарифметического значения $\sqrt{(\overline{w'})^2}$ можно уменьшить ошибку до 16%.

В данной работе показана принципиальная возможность нахождения направления скорости. Однако точность определения направляющих углов вектора скорости в условиях высокой степени турбулентности, которая имеет место в цилиндре двигателя, низка, что объясняется следующими причинами:

1) анемометр не регистрирует изменение вектора скорости на противоположное и в результате нахождения направления вектора скорости получается неоднозначный ответ;

2) в формуле (2) в числителе и знаменателе стоит разность близких по величине чисел, точность которых невелика;

3) наличие высокой степени турбулентности различного масштаба приводит к тому, что часть турбулентных пульсаций регистрируется анемометром как средняя скорость.

По данной методике были проведены исследования на отсеке двигателя.

Результаты исследования

Анемометрирование производилось на одноцилиндровом отсеке двигателя $\frac{S}{D} = 80/92$ мм с цилиндрической камерой сгорания на режиме прокрутки. Заширмленный впускной клапан с углом охвата ширмы 180° фиксировался таким образом, чтобы поток во время впуска был тангенциален к цилиндру.

На рис. 4 приведены результаты анемометрирования при 2000 об/мин. При впуске скорость заряда резко возрастает, достигая максимального значения при угле 100 град. п. к. в. Затем скорость сначала резко (примерно до н. м. т.), затем более плавно снижается до в. м. т. сжатия, достигая 17 м/сек. Степень турбулентности $\left(k = \frac{\sqrt{(\overline{w'})^2}}{\overline{w}} \right)$ на впуске изменяется незначительно, сохраняя значение около 0,2; при сжатии степень турбулентности снижается до 0,1 в в. м. т. сжатия.

На рис. 4 показаны также рассчитанные по приведенной методике углы α , β , γ между вектором скорости и соответствующими координатными осями x , y , z . При этом ось x была направлена радиально, ось y — параллельно, ось z — тангенциально к стенке ци-

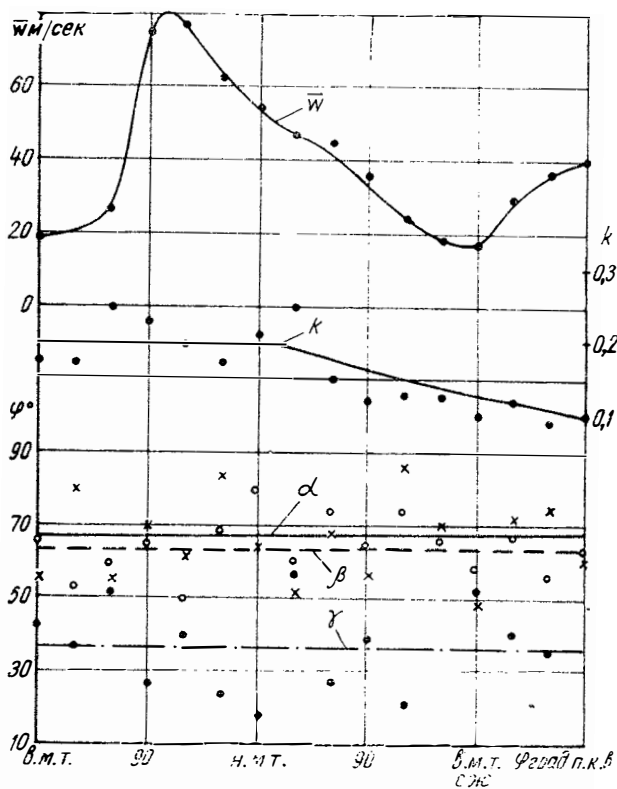


Рис. 4. Изменение вектора скорости заряда и степени турбулентности в зависимости от угла п. к. в.

линдра. Величины углов имеют значительный разброс, который не позволяет точно определить направление вектора в каждой точке цикла. Однако значения углов α и β сохраняются, как правило, больше, чем угол γ , что можно объяснить наличием осевого вихря.

Выводы

1. Разработана усовершенствованная методика векторных замеров определения скорости движения заряда в цилиндре двигателя с использованием уплотненного насадка из комплекта аппаратуры ЭТА-5А. Применение методики, в которой используется экспериментальная зависимость изменения чувствительности нити от угла обдува, позволило с достаточной для практики точностью определить величину вектора и среднеквадратичное значение пульсационной скорости.

2. Проведенные по данной методике измерения скоростей заряда в цилиндре двигателя позволили проследить изменение газодинамических характеристик заряда во время рабочего цикла.

ЛИТЕРАТУРА

1. Соколик А. С., Семенов Е. С. Исследование турбулентности в цилиндре поршневого двигателя. В сб. докладов конференции «Сгорание и смесеобразование в дизелях». М., Изд-во АН СССР (лаборатория двигателей), 1958
2. Физические измерения в газовой динамике и при горении. М., Изд-во иностранной литературы, 1957.
3. Ховах М. С., Жабин В. Н., Микерин Г. И. Исследование процесса смесеобразования и сгорания быстроходного дизеля с камерой сгорания в поршне. Автотракторные двигатели. М., «Машиностроение», 1969.
4. Чебышев П. В. Электротермоанометры ВЭИ и их применение для исследования неизотермических газовых потоков. В сб. «Труды совещания по прикладной газовой динамике». Алма-Ата, Изд-во АН Каз. ССР, 1959.

УДК 629.113 : 621.333

Методика определения основных параметров электродвигателя двухскоростного мотор-колеса. Яковлев А. И. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 171. М., 1978, стр. 3—14.

Рассмотрены предпосылки применения двухскоростных мотор-колес. Получены аналитические выражения, связывающие основные параметры электродвигателей постоянного тока и асинхронных двигателей двухскоростных мотор-колес и базовые параметры транспортной машины. Эти выражения позволяют определить параметры длительного режима электродвигателя (мощность, момент, частоту вращения, частоту асинхронного двигателя), отношение максимального напряжения к длительному при постоянном токе, установленную мощность, основные размеры и массу. Полученные выражения необходимы для проектирования электродвигателей и исследования параметров мотор-колес при использовании электродвигателей различной конструкции.

Рисунков 2. Библиографий 3.

УДК 629.114.42 : 621.333

Определение основных параметров тяговых электродвигателей большегрузных карьерных автосамосвалов. Каган С. И. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 171. М., 1978, стр. 15—21.

Предлагается методика определения параметров тяговых электродвигателей постоянного тока для большегрузных карьерных автосамосвалов. Расчетная мощность, габаритные и весовые показатели тягового электродвигателя для автомобиля с заданным общим весом и колесной формулой определяются номинальным значением динамического фактора и максимальной скоростью автомобиля. Проведен анализ условий работы автомобиля на различных карьерных трассах и характеристик автомобилей-самосвалов зарубежного производства. Рассмотрены ограничения величин диаметра и длины якоря, исходя из потенциальных условий на коллекторе.

Рисунков 2. Библиографий 8.

УДК 621.431.73-233.13

Влияние некоторых конструктивных факторов на запас выносливости в галтелях коленчатых валов. Кригер В. А. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 171, М., 1978, стр. 22—33.

Приводится количественная оценка изменения запаса выносливости в галтелях сопряжения шеек и щек коленчатого вала дизелей ЯМЗ-236 в результате конструктивного изменения форм и размеров кривошипа вала для повышения выносливости последнего, а также в результате внесения искусственных концентраторов напряжений в галтели коленчатого вала при капитальном ремонте.

Таблиц 3. Библиографий 6.

Методика и некоторые результаты электротермоанемометрирования в цилиндре двигателя. Ошеров В. Р. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 171. М., 1978, стр. 34—43.

Приводится методика определения вектора скорости воздуха, основанная на экспериментальной зависимости изменения чувствительности нити анемометра к направлению обдува. Методика разработана применительно к электротермоанемометру ЭТА-5А, у датчика которого изменен угол наклона нити к его оси, что позволяет получить три взаимно перпендикулярные положения нити при повороте насадки вокруг оси через 120° .

Применительно к измерению газодинамических характеристик ряда в цилиндре двигателя данная методика с использованием ЭВМ позволяет определять величины средней и среднеквадратичной пульсационной скоростей по множеству в одноименных фазах цикла.

Рисунков 4. Библиографий 4

СОДЕРЖАНИЕ

А. И. Яковлев. Методика определения основных параметров электродвигателя двухскоростного мотор-колеса	3
С. И. Каган. Определение основных параметров тяговых электродвигателей большегрузных карьерных автосамосвалов	15
В. А. Кригер. Влияние некоторых конструктивных факторов на запас выносливости в галтелях коленчатых валов	22
В. Р. Ошеров. Методика и некоторые результаты электротермоанемометрирования в цилиндре двигателя	34
Рефераты	45

Труды НАМИ, вып. 171

ИССЛЕДОВАНИЕ, КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Ответственный редактор И. С. Лунев

Научные редакторы: Г. А. Крестовников, А. И. Яковлев, С. Я. Устиловский, Ю. Г. Грудский

Редакторы: Т. И. Дегожская, Н. П. Шаулина

Технический редактор С. М. Печникова

Корректоры: Т. П. Раевская, З. А. Шаухина

Л 41237. Подп. к печ. 27/XII — 78 г. Форм. бум. 60×90/16. Печ. л. 3

Уч.-изд. л. 2,75. Зак. 377. Тир. 900. Цена 19 коп. ,

Типография НАМИ, 125438, Москва, А-438, Автомоторная ул., 2

Замеченные опечатки

Стр.	Строка	Напечатано	Следует читать
10	1-я снизу	$\sqrt{\frac{D_{\max} v_{\max} k_A}{k_M} \cdot \frac{f_{1\max}}{f_{1\infty}}}$	$\sqrt{\frac{D_{\max 1} v_{\max} k_A}{k_M} \cdot \frac{f_{1\max}}{f_{1\infty}}}$

Цена 19 коп.