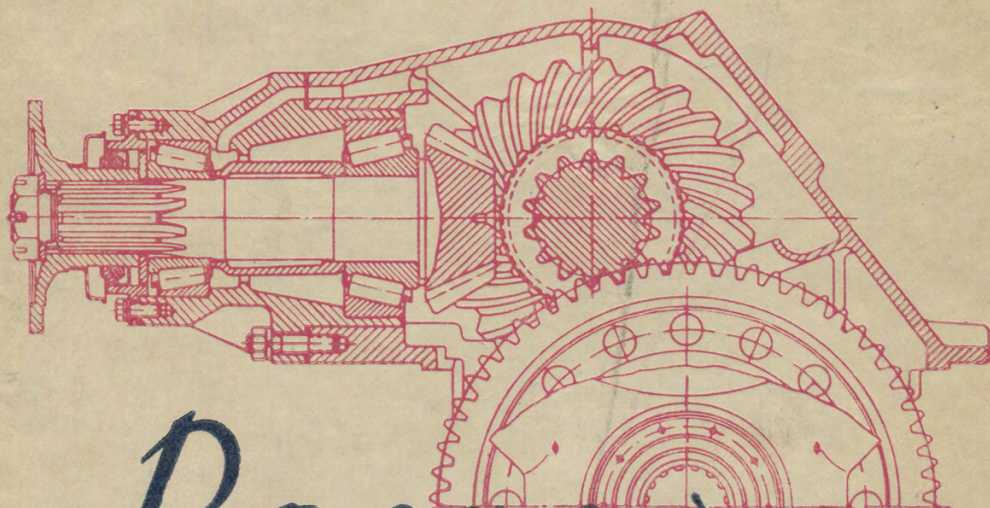


И. С. Цитович



Расчеты
**ПО ПРЕДЕЛЬНЫМ СОСТОЯНИЯМ
ВАЛОВ, ШЕСТЕРЕН И ПОДШИПНИКОВ
АВТОМОБИЛЯ**

Минск — 1960

Министерство высшего, среднего специального и профессионального
образования БССР

БЕЛОРУССКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ имени И. В. СТАЛИНА

И. С. ЦИТОВИЧ

РАСЧЕТЫ
ПО ПРЕДЕЛЬНЫМ СОСТОЯНИЯМ
ВАЛОВ, ШЕСТЕРЕН
И ПОДШИПНИКОВ АВТОМОБИЛЯ

Редакционно-издательский отдел БПИ имени И. В. Сталина

Минск—1960

В книге описана методика расчетов по предельным состояниям валов, шестерен и подшипников трансмиссии автомобиля;

дана рекомендация по выбору параметров кривых распределения величин нагружающих крутящих моментов;

приведены примерные расчеты.

Книга предназначена для конструкторов, проектирующих транспортные и сельскохозяйственные машины, а также может быть использована студентами соответствующих специальностей при курсовом и дипломном проектировании.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Развитие техники, создание новых быстроходных машин, применение специальных материалов, различных термохимических насыщений и обработок, поверхностных упрочнений и т. п.—все это потребовало пересмотра имеющихся методов расчета в машиностроении и выработки новых, более точных методов, по которым получились бы размеры деталей, обеспечивающие определенный срок работы данной детали, узла и машины. Распространенные методы расчетов, основанные на допускаемых напряжениях и единых коэффициентах запаса, оказались не всегда применимыми при проектировании трансмиссий новых автомобилей и тракторов.

Разработанный в строительном деле метод расчетов по предельным состояниям в настоящее время становится наиболее обоснованным и точным. В машиностроении сохраняются существо и направленность расчетов строительного дела, однако там имеют место другие предельные состояния и несколько иной подход к расчетам.

Предельным состоянием узла или детали называется такое состояние, при котором невозможна дальнейшая эксплуатация машины. Предельные состояния определяются, в первую очередь, видами и характером износов и повреждений. Каждому виду износа или повреждения: поломке, выкрашиванию, смятию поверхности, недопустимой остаточной деформации и т. д.—должен соответствовать свой расчет.

В первом разделе приводится анализ расчетов валов, шестерен и подшипников и рекомендуется устанавливать единый нагрузочный режим, который в зависимости от особенностей детали вызывает переход к тем или другим предельным состояниям. В большинстве современных трудов по автомобилям расчет валов и шестерен производится по максимальному моменту двигателя, а подшипников—по среднеэксплуатационному моменту, который обычно значительно меньше максимального. При проектировании деталей по предельным состояниям выполняется ряд самостоятельных расчетов, в том числе на выносливость и по динамическим нагрузкам на прочность. Максимальные динамические нагрузки, замеренные различными исследователями в трансмиссиях одинаковых автомобилей, весьма разнообразны. Поэтому вводится понятие об эксплуатационно-максимальном динамическом моменте; дан приближенный теоретический метод определения его, высчитаны динамические моменты по основным отечественным автомобилям и сопоставлены с величинами моментов при опытах, наконец, рассчитаны валы, шестерни и подшипники по динамическим моментам. Точное вычисление динамических моментов, требующее рассмотрения многозвенной динамической системы с нелинейными участками, не рассматривается.

Расчет шестерен приводится по четырем предельным состояниям. Анализ напряжений показывает, что расчет на выносливость по напряжениям изгиба для автомобильных трансмиссий можно и не производить, в то время как расчет на прочность при изгибе зубьев динамическими пиковыми моментами является обязательным.

При определении размеров подшипников рекомендуется применять в качестве основной исходной величины „кинематическую грузоподъемность“ Q_k —нагрузку, которую может выдержать подшипник в течение одного *млн* оборотов. Замена существующего понятия коэффициента работоспособности C —величины, не имеющей физического смысла, на нагрузку Q_k дает возможность сопоставлять нагрузки, которые могут выдержать различные детали, и производить анализ диапазонов сил, вызывающих различные виды износов. Так как в большинстве отечественных каталогов указывается коэффициент работоспособности, то прежде всего необходимо рассчитать $Q_k = \frac{C}{18,5}$. Затем определяется

граничная сила и диапазон переменных нагрузок, учитываемых при расчетах на выносливость по контактному выкрашиванию.

Во втором разделе приведены расчеты шестерен ряда автомобилей и тракторов. Результаты расчетов представлены в виде графиков, которыми можно пользоваться для сопоставления напряжений во вновь проектируемых шестернях и в существующих. Из графиков видно, что нет единых коэффициентов запаса по всем шестерням и по всем предельным состояниям.

При проектировании необходимо выбирать минимальные коэффициенты запаса, подбирая материал и термообработку таким образом, чтобы по всем предельным состояниям был обеспечен требуемый срок работы деталей.

По описанной методике в Белорусском политехническом институте имени И. В. Сталина в течение ряда лет рассчитывались трансмиссии новых автомобилей и тракторов.

ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- $\sigma_{\theta, u}; \tau_{\theta}$ — пределы прочности при изгибе и при кручении;
- $\sigma_{m, u}; \tau_{0, 0,15}$ — условные пределы текучести при изгибе и упругости при кручении;
- $\sigma_{-1}; \tau_{-1}$ — пределы выносливости на изгиб и кручение при знакопеременном, симметричном цикле;
- σ_0 — предел выносливости на изгиб при пульсирующем цикле;
- $[\sigma], [\tau]$ — допускаемые напряжения на изгиб и на кручение;
- $\sigma_{пред}; \tau_{пред}$ — предельные напряжения;
- $\sigma_{нол}$ — номинальное напряжение на изгиб, соответствующее поломке зуба;
- σ_{θ} — действительное напряжение;
- σ_{max} — максимальное напряжение, возникающее под действием динамического момента;
- P_n — предел выносливости поверхности по сопротивляемости выкрашиванию;
- $P_{см}$ — предел прочности поверхности по смятию;
- P_{max} — максимальное напряжение поверхности, возникающее под действием динамического момента;
- $T_1, T_{II} \dots T_{об}$ — действительное время работы на первой, второй и т. д. передачах и общее время;

$K_{\delta}; K_{\delta}'; K_{n\delta}; K_{\delta\delta}$ — коэффициенты времени, производящие пересчет действительного времени к эквивалентному,

где

- K_{δ} — соответствует девятой степени, применяется при расчете зубьев на изгиб,
- K_{δ}' — соответствует 3 степени, применяется при расчете зубьев на выносливость по контактным напряжениям,
- $K_{n\delta}$ — соответствует 3,33 степени, применяется при расчете подшипников,
- $K_{\delta\delta}$ — соответствует 6 степени, применяется при расчете валов;
- T_{p1}, T_{pII} — расчетное время работы на первой, второй и т. д. передачах ($T_{p1} = T_1 \cdot K_{\delta}$ или $K_{\delta}' T_1 = T_1 \cdot K_{\delta}'$ и т. д.);
- $T_{\text{эII}}, T_{\text{эIII}} \dots$ — эквивалентное время работы на первой передаче, заменяющее работу на второй, третьей передачах и т. д.;
- $M_{\text{мд}}, M_p, M_{\delta}$ — крутящие моменты — максимальный, расчетный при расчетах на выносливость и максимальный динамический;
- n — обороты в минуту, соответствующие средней эксплуатационной скорости;
- i_K, i_o — передаточные числа — коробки передач и главной передачи;
- r_K — рабочий радиус колеса;
- η_m — к. п. д. трансмиссии автомобиля;
- G_a, G_2 — вес автомобиля — полный и приходящийся на ведущую ось;
- P_K — расчетное тяговое усилие на ведущих колесах на K передаче;
- V_a — средняя эксплуатационная скорость движения автомобиля;
- A_{δ} — расчетное межцентровое расстояние; для цилиндрических колес $A_{\delta} = A$, для конических $A_{\delta} = L - \frac{b'}{2}$;
- $m_n, m_s, m_{\text{нсп}}$ — модули в нормальном и торцевом сечении, а также средний;
- A — межцентровое расстояние цилиндрических колес;
- L — конусное расстояние;
- b_p — расчетная длина зуба;
- b' — контактная ширина зубчатого колеса (ширина колеса, соответствующая линии соприкосновения зубьев в полюсе);
- α_n, α_s — углы зацепления в нормальном и торцевом сечениях;
- $h, h_z, h_{\text{сп}}$ — высоты зубьев — полная, захода и средняя по длине зуба;
- ψ_{δ} — отношение расчетной длины зуба к расчетному межцентровому расстоянию;
- ψ_{δ}' — отношение контактной ширины к расчетному межцентровому расстоянию;
- ξ_n, ξ_s — коэффициенты коррекции в нормальном и торцевом сечениях;
- f_o — коэффициент высоты головки зуба;
- $z, z_{\text{нр}}$ — числа зубьев — действительное и приведенное;
- i, i_A — передаточные числа — действительное и расчетное;

U, D — осередненные расчетные динамические усилия—при расчетах на контактную прочность и на изгиб;
 N_{σ}, N_{σ}' — базовые числа циклов—при расчетах зубьев на выносливость изгибу и на контактную выносливость;
 $K_{\sigma}, K_{\sigma}', K_{\sigma m}$ — коэффициенты, учитывающие динамические нагрузки при расчетах шестерен (K_{σ} —на выносливость изгибу, K_{σ}' —на выносливость контактным напряжениям и $K_{\sigma m}$ —на прочность и остаточные деформации);
 K_{σ} — коэффициент безопасности, учитывающий динамические нагрузки при расчете подшипников;
 K_{κ}, K_{κ}' — коэффициенты крепления, учитывающие концентрацию напряжений за счет деформации валов, шестерен и корпуса; в случае подшипников K_{κ} —кинематический коэффициент, учитывающий влияние вращения внутреннего или наружного кольца подшипника качения на его долговечность;
 K_T — коэффициент, учитывающий влияние температурного режима на срок работы;
 K_u — коэффициент, учитывающий разгрузку зубьев и характер излома;
 K_{μ} — коэффициент, учитывающий трение на поверхностях зубьев;
 Q_{κ} — кинематическая грузоподъемность подшипника;
 $Q_{\kappa m}$ — требующаяся кинематическая грузоподъемность;
 $Q_{ст m}$ — статическая грузоподъемность подшипника;
 Q_z — граничная нагрузка, показывающая, какие усилия не следует учитывать при расчетах на выносливость подшипников (если время действия этих усилий чередуется с отдыхом и не превышает 3 часов в сутки);
 C_m — требующийся коэффициент работоспособности;
 $Q_1, Q_2, Q_3 \dots$ — приведенные радиальные нагрузки, действующие на подшипники качения;
 R, A — нагрузки на подшипник—радиальная и осевая;
 m — коэффициент приведения осевой нагрузки к радиальной.

Глава первая

МЕТОДИКА РАСЧЕТОВ ПО ПРЕДЕЛЬНЫМ СОСТОЯНИЯМ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБИЛЯ

1. Анализ методов по расчету деталей машин

В настоящее время применяются три основных метода расчета отдельных деталей:

- 1) по допускаемому напряжению,
- 2) по коэффициенту запаса (по разрушающим нагрузкам),
- 3) по предельным состояниям.

В машиностроительной литературе нет точного разграничения и определения этих методов.

Некоторые авторы склонны утверждать, что есть только два метода расчетов: по напряжениям в точке и по предельным состояниям (по напряжениям и нагрузкам); в то время как фактически увеличение несущей способности благодаря упруго-пластическому перераспределению напряжений в процессе деформирования можно определять, не меняя существа расчетов, т. е. расчеты по напряжениям и нагрузкам могут отличаться только одним коэффициентом. Кроме того, в машиностроительной литературе не указывается метод расчетов по предельным состояниям, хотя фактически такой метод широко применяется во всех отраслях техники, в том числе и в машиностроении. Строительные конструкции, как известно, рекомендуется рассчитывать по предельным состояниям.

Некоторые специалисты по строительным инженерным конструкциям [1] предлагают и машиностроителям перейти на расчет по предельным состояниям.

Неопределенность в решении основных исходных положений привела к расхождению в расчетах деталей машин, рекомендуемых общетехническими курсами (сопротивление материалов и детали машин) и специальными (конструирование станков, конструирование автомобилей и тракторов и др.). Это расхождение должно быть устранено.

Проанализируем существо указанных трех методов, а также выясним область их применимости.

Расчет по допускаемому напряжению

Детали машин по этому методу рекомендуется проектировать следующим образом:

а) вначале определяется допускаемое напряжение для проектируемой детали

$$\left[\sigma \right] = \frac{\sigma_{пред}}{K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \dots}; \quad \left[\tau \right] = \frac{\tau_{пред}}{K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \dots}, \quad (1)$$

т. е. путем деления одной из характеристик механических свойств материала ($\sigma_{вр}$, σ_m , σ_{-1} ...) на коэффициент запаса, который равен произведению ряда частных коэффициентов, зависящих от конструктивных особенностей детали и условий ее эксплуатации (а также особенностей узла и машины, в которой работает данная деталь);

б) затем по данному допускаемому напряжению и по номинальной (расчетной) нагрузке определяются размеры деталей.

При определении допускаемого напряжения по одной из формул (1) оно получается различным не только для каждой детали, но и для одной и той же детали, поставленной в различные машины.

Следовательно, если известно допускаемое напряжение для определенной детали, то для другой, даже аналогичной, данное напряжение уже нельзя считать допускаемым, так как неизбежно произойдет изменение ряда коэффициентов, например, коэффициента, учитывающего масштабный фактор, коэффициента динамической нагрузки и т. д. Кроме того, при пользовании формулой (1) искажается смысл самого понятия „коэффициент запаса“.

Представим себе, что предел выносливости для одной из марок стали— $100 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2}$, коэффициент концентрации для детали, изготовленной из этой стали—2, коэффициент динамической нагрузки—2,5 и номинальное напряжение— $20 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2}$. Можно ли утверждать, что данная деталь имеет пятикратный запас прочности? Конечно, нет. Она не имеет никакого запаса прочности.

Наконец, при пользовании допускаемыми напряжениями не ясно, по каким нагрузкам следует определять размеры деталей. Так, например, не установлено, следует ли определять размеры деталей трансмиссии автомобиля по максимальному моменту двигателя, по среднему эксплуатационному моменту или по каким-либо иным моментам. Поэтому в автотракторостроении дается ряд допускаемых напряжений: одни из них рекомендуются при расчетах по максимальному моменту двигателя, другие—при расчетах по среднеэксплуатационному моменту и т. д.

Вследствие указанных причин—различных допускаемых напряжений для каждой детали, искажения сущности термина „коэффициент запаса“ и произвола в выборе расчетной нагрузки—в практических расчетах уравнение (1) стали изменять: исключать из коэффициента запаса отдельные коэффициенты и переносить их к расчетному напряжению; при этом допускаемое напряжение для ряда деталей становилось постоянным.

Только в этом случае можно оправдать применение понятия „допускаемое напряжение“. С другой стороны, произвольное отнесение отдельных коэффициентов то к допускаемому напряжению, то к номинальному (расчетному) привело к появлению большого количества допускаемых напряжений для одной и той же детали.

Под допускаемым напряжением начали понимать напряжение, рассчитанное по определенной формуле, при действии условно-расчетной нагрузки для определенной детали машины, хорошо зареко-

мендовавшей себя на практике. Но так как при постройке всякой новой машины ее детали отличаются от прежних или материалом, или конфигурацией, или чем-либо другим (не говоря уже о частном проектировании совершенно новых деталей), то применение допускаемых напряжений стало возможным только при первых, ориентировочных подсчетах.

Следовательно, в настоящее время под термином „допускаемое напряжение“ понимают не определенное напряжение, зависящее от материала, а такое, которое можно допустить для данной детали при расчете ее по определенной формуле. Допускаемые напряжения получаются на базе расчетов существующих аналогичных деталей по одинаковым формулам.

Такие напряжения неправильно называть допускаемыми, их необходимо называть другим, соответствующим сущности, термином, а именно: сравнительными. Термин же „допускаемое напряжение“ становится даже вредным, так как он неправильно ориентирует расчетчика на поиски по справочникам реально не существующих, фиктивных допускаемых напряжений, а не на анализ механических свойств того или другого материала и условий работы детали и машины.

Расчет по коэффициенту запаса [11]

Этот расчет был предложен для того, чтобы внести единообразие в расчетную практику и избежать для одной и той же детали большого количества допускаемых напряжений, зависящих от нагрузки и от факторов, учитываемых при расчете.

При этом методе никакого понятия о допускаемом напряжении не вводится. Рассчитываются действительные напряжения и сравниваются с предельными. Отношение предельного напряжения к действительному называется коэффициентом запаса

$$\sigma = \sigma_n \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \dots; \frac{\sigma_{np}}{\sigma} = n \text{ или } \frac{\sigma_{np} \cdot K_e}{\sigma} = n, \quad (2)$$

где

σ_n — номинальное напряжение;
 K_1, K_2, K_3 — коэффициенты, учитывающие увеличение номинальных напряжений за счет эксплуатационных и конструктивных факторов (концентрации напряжений, динамической нагрузки и т. д.);

n — действительный коэффициент запаса;

K_e — коэффициент, характеризующий возрастание несущей способности благодаря упруго-пластическому перераспределению напряжений в процессе деформирования.

Для различных отраслей машиностроения и отдельных деталей из определенных материалов рекомендуются свои особые коэффициенты запаса. Переход от расчетов по допускаемым напряжениям к расчетам по коэффициентам запаса является, несомненно, прогрессивным, так как при этом упраздняется фиктивное понятие „допускаемое напряжение“ и в большей степени сохраняется смысл понятия „коэффициент запаса“.

Расчеты современных деталей машин по коэффициентам запаса показывают, что для определения размеров детали недостаточно знать один коэффициент запаса. Как показывают опыты, напряжения в деталях при работе машин не сохраняют постоянных значений, а обычно изменяются: мгновенные пиковые значения, возникающие при особых

режимах работы, могут достигать пределов текучести (иногда прочности), среднее эксплуатационные же напряжения большей частью низкие, ниже предела выносливости и, наконец, на некоторых режимах работы напряжения превосходят предел выносливости.

В итоге для расчета детали машины необходимо знать ряд коэффициентов запаса: запас при действии кратковременных нагрузок, запас при действии длительных многократных нагрузок и др. В технической литературе нет обоснованных данных по выбору этих коэффициентов. Кроме того, по мере внедрения экспериментальной проверки расчетных формул происходит уточнение последних, выявляются факторы, влияющие на напряжения, и в результате уменьшаются коэффициенты запаса. Если принять во внимание, что любая деталь правильно спроектированной и построенной машины выходит из строя через определенное время, т. е. не имеет лишнего запаса, и что фактический коэффициент запаса учитывает неточности формул и расчетной схемы, то становится очевидной неправильность названия расчетов—расчеты по коэффициентам запаса.

Их следует считать составной частью расчетов по предельным состояниям.

Расчет по предельным состояниям

Исследование и анализ условий работы отдельных деталей машин, а также причин выхода их из строя показывают, что размеры деталей должны определяться не только основными („внутренними“) напряжениями в них и внешней контактной напряженностью, но и требованиями, предъявляемыми к данной детали как звену определенного агрегата и машины, и рядом других условий.

Следовательно, при проектировании необходимо выполнять не один, а несколько расчетов, основанных на специфичных особенностях работы детали и на ее возможных поломках и износах.

Такие расчеты одной и той же детали следует назвать особым термином—расчеты по предельным состояниям.

Для правильного выбора числа отдельных расчетов и порядка их выполнения расчеты по предельным состояниям могут быть классифицированы по их особенностям в несколько групп. На рис. 1 представлена подобная классификация расчетов деталей машин и сооружений.

Из рис. 1 видно, что расчеты по предельным состояниям делятся на расчеты, связанные: а) с напряженным состоянием материала детали („внутренним“ или „внешним“, а также длительным или кратковременным) и б) с функцией, выполняемой данной деталью.

Кроме того, расчеты по предельным состояниям можно разделить на четыре подгруппы (рис. 1):

а) по основным „внутренним“ напряжениям (по несущей способности). Главнейшими из них для деталей машин являются два расчета: первый—на выносливость, при этом многократно возникающие напряжения должны соответствовать пределу выносливости, и второй—на прочность, при этом максимальные напряжения, действующие ограниченное число раз (например, для шестерен не более $2 \cdot 10^4$ раз), не должны превышать ограниченного предела выносливости (а иногда предела текучести или предела прочности);

б) по внешней поверхностной напряженности; так же, как и в предыдущем случае, основными являются два расчета: на выносливость от многократных нагрузок и на смятие от малого числа больших нагрузок;

Классификация расчетов деталей машин и сооружений

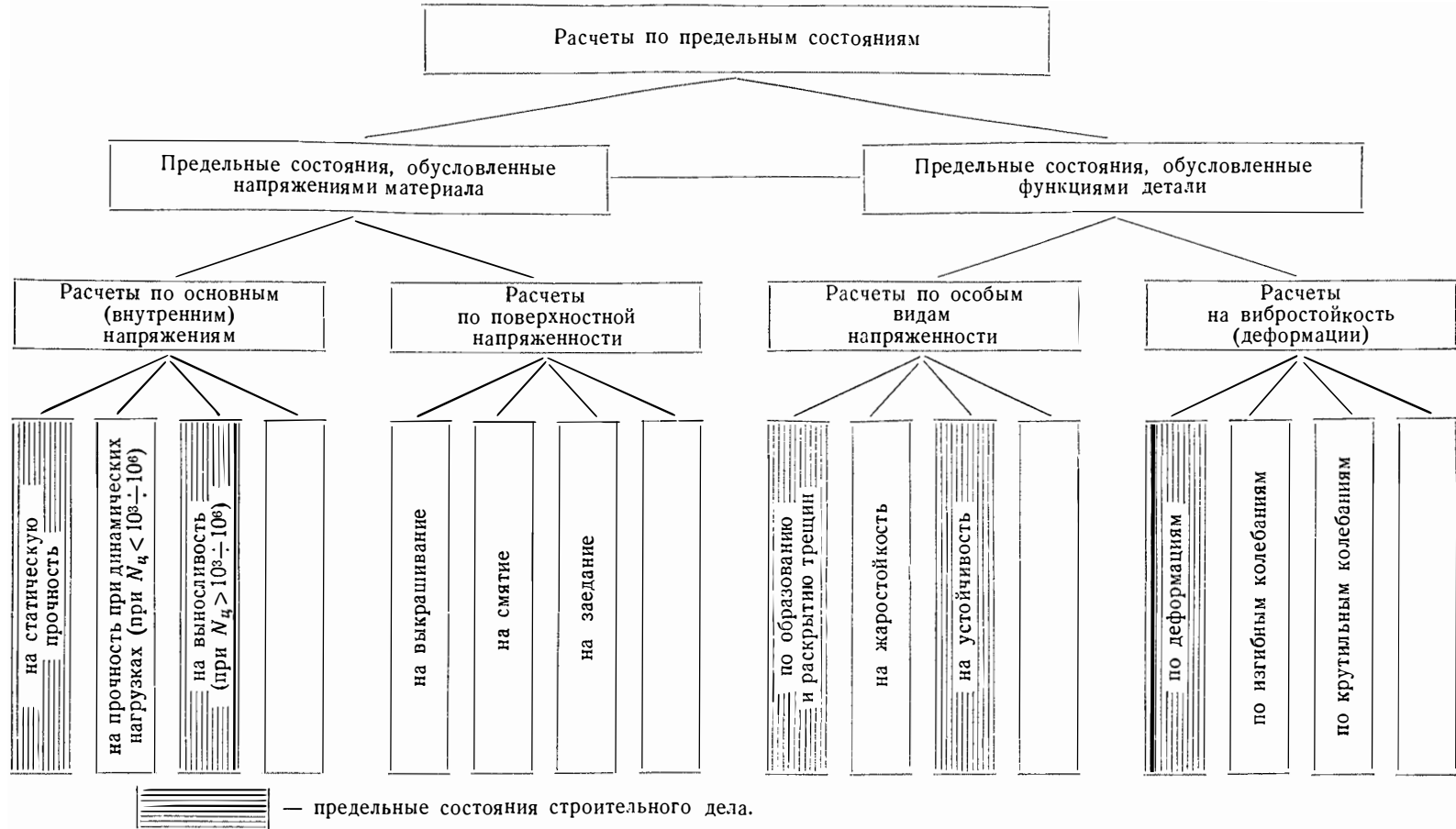


Рис. 1.

в) по вибростойкости; в данном случае определяются прогибы, углы закручивания и другие деформации, затем частоты собственных колебаний, возмущающие и демпфирующие силы и, наконец, максимально возможные вибрации; в ряде случаев расчет до конца не следует доводить и можно, например, ограничиваться только подсчетом прогибов или частот собственных колебаний;

г) на способность противостоять особым видам разрушений.

Приведенная классификация носит условный, относительный характер, так как расчеты по предельным состояниям, обусловленным функциями деталей, в некоторых случаях могут быть отнесены и к расчетам по напряжениям материала.

Однако эта классификация нужна потому, что при проектировании необходимо знать, сколько и каких расчетов следует производить.

Далее в работе рассматривается выбор расчетного режима и методы расчетов основных деталей автомобиля: валов, шестерен и подшипников—методы, которые рекомендуются в настоящее время в специальной автомобильной литературе, а также указываются те методы, которыми следовало бы рассчитывать эти детали, исходя из возможных предельных состояний.

2. Выбор нагрузочных режимов для расчета трансмиссий автомобилей и тракторов

Опытами установлено, что в процессе эксплуатации автомобилей и тракторов происходит непрерывное изменение крутящего момента, нагружающего детали трансмиссии.

По записям крутящего момента при пробеге автомобиля по дорогам различного качества можно построить кривые распределения моментов по времени для каждой передачи в отдельности.

Вид кривых распределения определяется условиями эксплуатации автомобиля и его конструктивными особенностями.

На первый взгляд кажется, что для проектирования трансмиссии нового автомобиля достаточно установить параметры кривых распределения на каждой передаче и суммарной кривой.

Однако анализ износов и поломок деталей трансмиссии и ряд специальных опытов показали, что не все нагрузки равноценны. Это подтвердили следующие опыты: а) под прессом ломались зубья новых шестерен и шестерен, вышедших из строя в результате длительной эксплуатации (по выкрашиванию, заеданию и сколам краев зубьев); оказалось, что усилие и напряжение, соответствующие поломке, в обоих случаях неизменные; б) при испытании на выносливость шестерням периодически давались перегрузки (ограниченное число раз); эти перегрузки не повлияли на время работы до выхода из строя.

Эти опыты показывают, что нельзя „суммировать“ действие всех нагрузок. Нагрузки целесообразно делить, прежде всего, на две категории: единично-пиковые, действующие подряд не более 5—10 раз и в общей сложности не более $2 \cdot 10^4 \div 6 \cdot 10^5$ раз, и длительные циклические, действующие более 10 раз подряд и в общей сложности более $2 \cdot 10^4 \div 6 \cdot 10^5$ раз. Первые могут вызывать аварийную поломку отдельных деталей, вторые влияют на усталостную прочность деталей. Длительные циклические нагрузки учитываются при расчетах на выносливость, единичные пиковые—при отдельных расчетах по динамическим нагрузкам. Рис. 2 поясняет области нагрузок.

Область длительных циклических нагрузок соответствует отрезку (рис. 2) от крутящего момента на заднем ходу, рассчитанного по максимальному моменту двигателя (M_{3x}), до крутящего момента на первой передаче, также при максимальном моменте двигателя (M_1); оба момента должны быть ограничены сцепными моментами (M_φ). Другими словами, область длительных циклических нагрузок соответствует отрезку от $-M_{3x}$ (если $|M_{3x}| < |M_\varphi|$) или $-M_\varphi$ (если $|M_\varphi| < |M_{3x}|$) до M_1 (если $M_1 < M_\varphi$) или M_φ (если $M_\varphi < M_1$). В пределах указанной области целесообразно устанавливать кривые (или прямые) распределения моментов для вновь проектируемого автомобиля. Необходимо

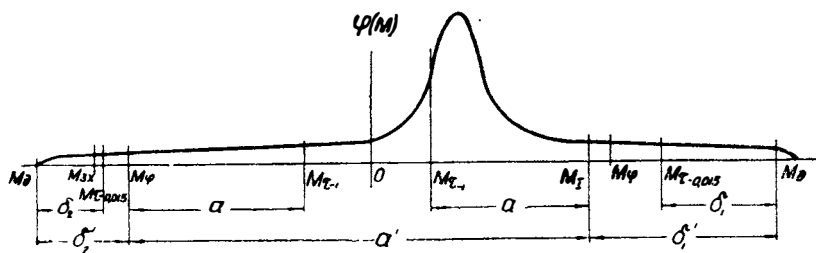


Рис. 2. Области нагрузок, действующих на детали трансмиссии автомобиля.

иметь в виду, что в отдельные расчеты деталей трансмиссии входит не вся указанная область, а в зависимости от специфичности детали и условий ее работы только та или другая часть области.

Единичные пиковые нагрузки, превышающие крутящий или сцепной моменты, целесообразно определять отдельно, рассматривая машинный агрегат автомобиля как многозвенную динамическую систему.

На рис. 2 отрезками a' , b_1' и b_2' указаны области нагрузок длительных циклических (a') и единично-пиковых (b_1' и b_2') и отрезками a , b_1 и b_2 части областей, в пределах которых нагрузки учитываются при расчетах на выносливость и на прочность при кручении.

Первый нагрузочный режим—режим для расчетов на выносливость

Для расчетов на выносливость деталей трансмиссии следует установить кривые распределения нагрузок по времени на отдельных передачах, а также время работы на каждой передаче.

Прежде всего на каждой передаче необходимо определить максимальный циклически действующий крутящий момент, который может сравнительно длительно (как указано на стр. 12) нагружать трансмиссию. В дальнейшем эти моменты называются расчетными. При механических трансмиссиях они, как правило, соответствуют максимальному моменту двигателя. Если же на какой-либо передаче указанный момент выше момента, соответствующего сцеплению ведущих колес, то последний должен быть принят в качестве расчетного. При наличии гидротрансформатора в трансмиссии расчетные моменты на отдельных передачах выбираются, исходя из максимального сцепного усилия на ведущих колесах и из максимального момента двигателя по табл. 1.

Таблица 1

**Расчетные моменты на первичном валу коробки передач
при наличии гидротрансформатора**

Передача	Расчетные моменты
Первая	$M_{pI} = M_{мд} \cdot i_{дт} \cdot \eta_{дт} \cdot 0,7 \cdot K_{\max}.$ Если данный момент при расчете на ведущие колеса превышает сцепное усилие, т. е. $\frac{M_{мд} \cdot i_{дт} \eta_{дт} 0,7 K_{\max} i_{тк} \eta_{тк}}{r_k} > G_{сц} \cdot 0,7,$ то расчетный момент следует определять по сцепному усилию $M_{pI} = \frac{G_{сц} \cdot 0,7 r_k}{i_{тк} \cdot \eta_{тк}}.$
Вторая	$M_{pII} = \sqrt{M_{pI} \cdot M_{прр}}.$
Прямая	$M_{прр} = M_{мд} \cdot i_{дт} \cdot \eta_{дт}.$
Ускорительная	$M_{ру} = M_{прр}.$
Задний ход	$M_{рзх} = M_{pI}.$

Обозначения: $i_{дт}$ — передаточное число механических передач, расположенных между двигателем и гидротрансформатором;

$\eta_{дт}$ — к. п. д. передач, расположенных между двигателем и трансформатором;

$K_{\max}$ — максимальный коэффициент трансформации гидротрансформатора;

$i_{тк}$ — передаточное число передач, расположенных между трансформатором и колесами автомобиля;

$\eta_{тк}$ — к. п. д. передач, расположенных между трансформатором и колесами автомобиля;

$G_{сц}$ — сцепной вес автомобиля, т. е. вес, приходящийся на ведущие колеса.

После определения расчетных моментов на отдельных передачах следует рассчитать удельные тяговые усилия по формулам:

$$p_I = \frac{M_{pI} i_I i_0 \eta_m}{G_a r_k}; \quad p_{II} = \frac{M_{pII} i_{II} i_0 \eta_m}{G_a r_k} \text{ и т. д.},$$

где

M_{pI}, M_{pII} — расчетные моменты (для механических трансмиссий в большинстве случаев $M_{pI} = M_{pII} = \dots = M_{мд}$; для трансмиссии с гидротрансформатором — из табл. 1);

i_I, i_{II} — передаточные числа коробки передач на первой и второй передачах;

i_0, G_a, r_k, η_m — см. основные обозначения.

Затем следует установить расчетный пробег автомобиля и среднюю эксплуатационную скорость движения по табл. 2.

По найденным данным из рис. 3 можно определить для универсальных общетранспортных автомобилей время работы на отдельных передачах.

Для определения времени работы на промежуточной K передаче необходимо по оси абсцисс отложить удельные тяговые усилия P_K

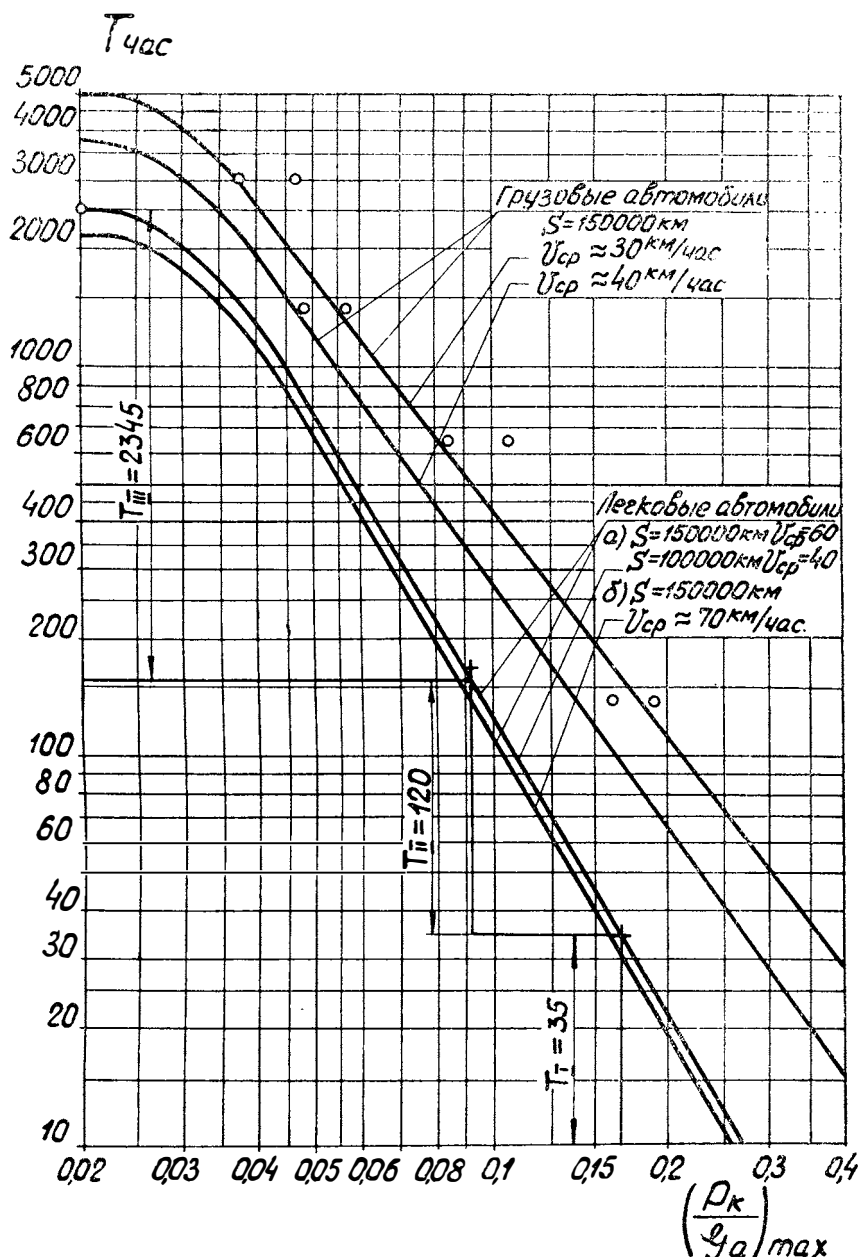


Рис. 3. График для определения времени работы на отдельных передачах.

и P_{K+1} на K и $K+1$ передачах и провести вертикальные прямые до пересечения с определяющей линией на рис. 3 (линией, соответствующей выбранному V_{cp} и S пробегу). Разность ординат точек пересечения и даст время работы на K передаче.

Время работы на крайних передачах—первой и пятой (или четвертой)—определяется следующим образом. Время работы на первой передаче равняется ординате, соответствующей удельному тяговому усилию на второй передаче. Время работы на высшей передаче определяется разностью ординат двух точек: точки пересечения „определяющей линии“ с осью ординат и точки, соответствующей удельному усилию на высшей передаче.

Время работы на заднем ходу рассчитывается, исходя из суммарного времени работы на переднем ходу. Для грузовых автомобилей универсального назначения $T_{zx} = 0,02 T_{пх}$ и для легковых автомобилей $T_{zx} = 0,006 T_{пх}$.

Общее действительное время работы агрегата или детали трансмиссии получается сложением времени работы на переднем и заднем ходу. Так, для грузовых автомобилей при

$$S = 150\,000 \text{ км и } V_{ср} = 30 \text{ км/час,}$$

$$T_0 = T_{пх} + T_{zx} = \frac{150\,000}{30} (1 + 0,02) = 5100 \text{ час;}$$

при

$$S = 150\,000 \text{ км и } V_{ср} = 40 \text{ км/час,}$$

$$T_0 = \frac{150\,000}{40} (1 + 0,02) = 3825 \text{ час.}$$

Для легковых автомобилей при

$$S = 150\,000 \text{ км и } V_{ср} = 60 \text{ км/час,}$$

$$T_0 = \frac{150\,000}{60} (1 + 0,006) = 2515 \text{ час.}$$

Для пояснения сказанного о нахождении времени работы на отдельных передачах на рис. 3 приведено определение времени работы на передачах для автомобиля М-20, а в табл. 4 приведены исходные данные и время работы на передачах для основных отечественных автомобилей.

Линии на рис. 3, служащие для определения времени работы на передачах, построены на основании далее приведенных расчетов и соображений.

Как известно, существующая нормаль (Н-451—47) для расчета автомобильных подшипников качения рекомендует принимать для всех автомобилей, независимо от их тяговых свойств, следующее время работы на отдельных передачах:

а) для легковых автомобилей на первой передаче и заднем ходу—50 час, на второй передаче—125 час; при общем времени работы в 2500 час;

б) для грузовых автомобилей на первой передаче и заднем ходу—250 час, на второй передаче—500, на третьей—750, на четвертой—1500 и на пятой—2000 час; при общем времени в 5000 час.

Расчеты шестерен, подшипников и валов, произведенные по указанным временам с учетом определенного характера изменения величины крутящего момента, показали, что этими рекомендациями можно пользоваться при проектировании автомобилей, имеющих максимальное усилие примерно 30% от полного веса автомобиля. Увеличение мощностей двигателей при сохранении веса автомобилей не требует пропорционального увеличения размеров деталей трансмиссии. Проверочные расчеты, произведенные по легковым и грузовым автомобилям, имеющим повышенное удельное тяговое усилие, дали величины времени работы на отдельных передачах, отличные от приведенной ре-

комендации нормали Н-451—47 (например, для автомобиля ГАЗ-12 на первой передаче оно получилось 20 час).

Далее было установлено, что время работы на отдельной передаче зависит от того, насколько „близко“ или „далеко“ расположена соседняя высшая передача, т. е. зависит от диапазона усилий, которые могут преодолеваться именно на этой передаче.

На основании сказанного время работы на отдельных передачах следует выбирать в зависимости от максимальных удельных усилий на соседних передачах.

На рис. 3 по оси абсцисс отложено удельное тяговое усилие и по оси ординат—время в логарифмических масштабах. За исходный легковой автомобиль принят автомобиль М-20 „Победа“. В указанной системе отложены точки, соответствующие расчетным удельным усилиям М-20 и времени по нормали Н-451—47 ($T_I = 35$; $T_{II} = 125$; сделано разделение времени работы на первой передаче и заднем ходу). Прямая, проведенная через точки (на рис. 3 точки помечены „+“), рекомендуется для определения времени работы на отдельных передачах для различных автомобилей при $V_{cp} = 60 \text{ км/час}$ и $S = 150\,000 \text{ км}$.

При построении определяющей линии на рис. 3 для грузовых автомобилей в качестве базовых приняты автомобили ЗИЛ-150 и МАЗ-200, для которых время работы установлено по нормали Н-451—47. Точки, соответствующие указанным автомобилям, обозначены на рис. 3 — 0. Ряд точек получен проверочным расчетом для автомобилей с повышенными тяговыми качествами.

По полученным точкам проведена средняя прямая, которая и служит для определения времени работы на различных передачах для грузовых автомобилей при средней скорости $V_{cp} = 30 \text{ км/час}$ и $S = 150\,000 \text{ км}$. Для грузовых автомобилей, имеющих среднюю скорость 40 км/час и $S = 150\,000 \text{ км}$, определяющая линия расположена пропорционально ниже.

Линии на рис. 3 были получены и другим методом—экспериментальным, т. е. определением времени работы на передачах.

После выбора времени работы на отдельных передачах необходимо определить число циклов нагружения данной детали. В первом приближении переменные обороты можно заменять „средними“ постоянными оборотами.

Средние (расчетные) обороты устанавливаются следующим образом. Вначале определяются обороты соответствующие: а) средней эксплуатационной скорости движения автомобиля на прямой передаче и б) максимальному моменту двигателя; затем первая величина округляется в сторону приближения к оборотам, при которых крутящий момент максимальный и, наконец, по этой округленной величине (по средним оборотам двигателя) и кинематической схеме автомобиля определяются расчетные обороты на различных валах. Необходимые расчеты скорости приведены в табл. 2.

Таблица 2

**Пробег автомобиля до капитального ремонта
и средние эксплуатационные скорости движения**

Тип автомобилей	Грузовые общего назначения	Легковые среднего и большого литража	Легковые малолит- ражные	Само- свалы	Лесовозы
Расчетный пробег авто- мобиля, км . . .	150 000	150 000	100 000	150 000	150 000
Средняя эксплуатацион- ная скорость, км/час.	30 ÷ 40	60 ÷ 80	40 ÷ 50	30	30

В табл. 4 приведены для примера расчетные обороты для основных отечественных автомобилей.

Число циклов нагружения определяется, исходя из времени работы, числа оборотов, а также особенностей детали и условий ее работы; в некоторых же случаях число циклов нагружения определяется частотой собственных колебаний многозвенной системы.

Кривые распределения нагрузок устанавливаются следующим образом. Опыты показывают, что величины крутящих моментов, нагружающих трансмиссию, соответствуют ограниченным областям кривых нормального распределения. Следовательно, для проектирования новой трансмиссии необходимо устанавливать параметры кривых нормального распределения для каждой отдельной передачи: средний крутящий момент и среднее квадратическое отклонение, а также определять максимальный и минимальный крутящие моменты.

По кривой распределения можно „суммированием повреждений“ непосредственно определять запас прочности для каждой отдельной детали по формуле

$$n = \frac{\tau_{-1}}{\sqrt[m]{\frac{N_{сум}}{N_0} \int_{\tau_{-1}}^{\tau_{max}} \tau^m \cdot \frac{1}{\sigma_{ко} \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\tau - \tau_{ср})^2}{2\sigma_{ко}^2}} d\tau}},$$

где

$N_{сум}$ — суммарное действительное число циклов нагружения данной детали;

N_0 — число циклов, соответствующее τ_{-1} ;

m — показатель степени, характеризующий наклон кривой усталости;

$\tau, \tau_{ср}, \tau_{max}$ — напряжения при кручении от произвольного момента, от среднего момента и от максимального момента;

$\sigma_{ко}$ — среднее квадратическое отклонение.

Расчеты валов, шестерен и подшипников, выполненные с использованием кривых нормального распределения, полученных различными авторами, показали, что параметры кривых распределения, а следовательно, и коэффициенты запаса весьма разнообразны. Большое влияние на них оказывают условия эксплуатации: состояние дорог, время года, когда проводятся испытания, и другие факторы.

Между тем, анализируя и сопоставляя опыты с расчетами, оказывается возможным по существующим универсальным автомобилям определить параметры кривых нормального распределения при коэффициенте запаса, близком к единице. Этими расчетно-опытными кривыми распределения в данной работе и рекомендуется пользоваться при проектировании новых трансмиссий универсальных автомобилей.

Кривые распределения для отдельных передач устанавливаются следующим образом.

Средние величины крутящих моментов для трансмиссий общетранспортных автомобилей следует определять, исходя из средних удельных усилий, по табл. 3. В этой же таблице приведены средние квадратические отклонения удельных тяговых усилий на различных передачах. Эти данные положены в основу приведенных в работе расчетов на выносливость.

Необходимо отметить, что данные табл. 3 $p_{ср}$ и $\sigma_{ко}$ справедливы при определенных p_{max} на соответствующих передачах (точки пересече-

чения сплошных и пунктирных линий на рис. 4), а в первом приближении— для любых $p_{\max}$.

Методы расчетов сохраняются и при других параметрах кривых нормального распределения или при других видах кривых распределения. В случае отдельных расчетов при проектировании новых автомобилей возможно уточнение и изменение рекомендаций, помещенных в табл. 3.

Таблица 3

Исходные данные и величины средних удельных усилий на ведущих колесах и средних квадратических отклонений для общетранспортных автомобилей

Вид автомобиля	Передача	ψ_{cp}	$j_{acr},$ м/сек ²	$V_{acr},$ км/час	δ	$\frac{KF,}{\kappa \Gamma_{сек^2}}$ м ²	p_{cp}	$\sigma_{ко}$	№ кривой на рис. 4
Легковые	I	0,03	0,5 ÷ 2,0	—	1,5	—	0,150	0,05	3
	II	0,03	0,3 ÷ 1,5	—	1,2	—	0,0825	0,05	2
	III	0,03	—	70	—	0,06	0,050	0,04	1
	Задн. ход	0,03	—	—	—	—	0,030	—	—
Грузовые	I	0,175	—	—	—	—	0,175	0,07	7
	II	0,03	0,2 ÷ 1	—	1,5	—	0,100	0,05	6
	III	0,062	—	—	—	—	0,062	0,05	5
	IV	0,052	—	—	—	—	0,052	0,04	4
	V	0,025	—	40	—	0,20	0,030	0,04	—
	Задн. ход	0,125	—	—	—	—	0,125	—	—

П р и м е ч а н и е. Удельное усилие, как известно из курсов по теории автомобиля, подсчитывается по формуле

$$p_{cp} = \psi_{cp} + \frac{j_{acr} \delta}{g} + \frac{KF V_{acr}^2}{G_a}$$

Для определения средних удельных усилий на отдельных передачах, в зависимости от назначения передач, следует учитывать то или другое число слагаемых.

В табл. 2 заполнены графы, соответствующие учитываемым слагаемым.

Об о з н а ч е н и я: ψ_{cp} —среднее значение коэффициента суммарного сопротивления дороги;

j_{acr} —среднее ускорение автомобиля;

δ —коэффициент вращающихся масс автомобиля;

g —ускорение силы тяжести;

KF —фактор обтекаемости автомобиля;

V_{acr} —средняя эксплуатационная скорость автомобиля.

Пересчеты от удельных усилий к крутящим моментам наглядно видны из табл. 4, где приведены крутящие моменты и удельные усилия по ряду отечественных автомобилей. По средним значениям крутящих моментов и средним квадратическим отклонениям можно построить кривые распределения крутящих моментов на отдельных передачах. Если затем провести ординаты, соответствующие максимальному и минимальному значениям крутящего момента, то площадь под кривой распределения делится на три части. Площадь, соответствующая абсциссам: от $-\infty$ до $M_{\min}$ определяет процент времени движения накатом, от $M_{\min}$ до $M_{\max}$ —процент работы на переменных моментах и от $M_{\max}$ до ∞ —процент работы на максимальном крутящем моменте. В качестве максимального момента принимается расчетный момент, а минимального—на всех передачах момент, равный нулю.

Однако для большей наглядности расчетов и сопоставимости их с результатами стендовых испытаний агрегатов, а также для упрощения расчетов можно переменные крутящие моменты заменить одним эквивалентным моментом, действующим определенное время и вызывающим те же усталостные явления, что и действительные переменные моменты.

В качестве эквивалентного момента следует выбирать максимальный момент на данной передаче, т. е. момент, названный ранее расчетным.

Следовательно, для отдельных расчетов необходимо определять время действия расчетного момента и его характер, т. е. соотношение между постоянной и переменной частями момента.

Время действия расчетного момента далее называется эквивалентным временем. Так как известно, что нагрузка воздействует на усталостные явления в различных степенях в зависимости от особенностей напряженного состояния, то для каждого расчета будет свое эквивалентное время.

Отношение эквивалентного времени к действительному называется коэффициентом времени. Для облегчения расчетов шестерен и подшипников можно заранее в первом приближении определить коэффициенты времени. В первом приближении потому, что приходится учитывать все действующие переменные крутящие моменты; в то время как необходимо учитывать только те моменты, напряжения при которых выше предела усталости.

Заранее же для всех деталей невозможно установить „граничные“ крутящие моменты.

На рис. 4 приведены коэффициенты времени K_s и K_s' , подсчитанные для кривых нормального распределения с параметрами, приведенными в табл. 3. Указанные коэффициенты определялись по следующим формулам:

$$K_s = \int_{p_{\min}}^{p_{\max}} \left(\frac{p}{p_{\max}} \right)^9 f(p) dp + \int_{p_{\max}}^{\infty} f(p) dp;$$

$$K_s' = \int_{p_{\min}}^{p_{\max}} \left(\frac{p}{p_{\max}} \right)^3 f(p) dp + \int_{p_{\max}}^{\infty} f(p) dp;$$

$$f(p) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \sigma_{\kappa o}} \cdot e^{-\frac{(p - p_{cp})^2}{2\sigma_{\kappa o}^2}},$$

где

K_s — коэффициент времени напряжений на изгиб зубьев шестерен;
 K_s' — коэффициент времени контактных напряжений шестерен.

Величины коэффициентов времени, как следует из формул, зависят от параметров кривой нормального распределения и от разности между максимальным и средним удельными тяговыми усилиями $p_{\max} - p_{cp}$. Так как параметры кривых нормального распределения изменяются постепенно с изменением максимального тягового усилия и кривые на разных передачах соответствуют различным диапазонам, то можно дать единый график для всех передач для K_s и K_s' . Очевидно, что при пользовании этим графиком результаты будут иными, чем при

непосредственных расчетах по кривым распределения (отличие сплошных и пунктирных линий на рис. 4). На основании сказанного график дает более точный результат, чем непосредственный расчет. Такие единые кривые и приведены на рис. 5.

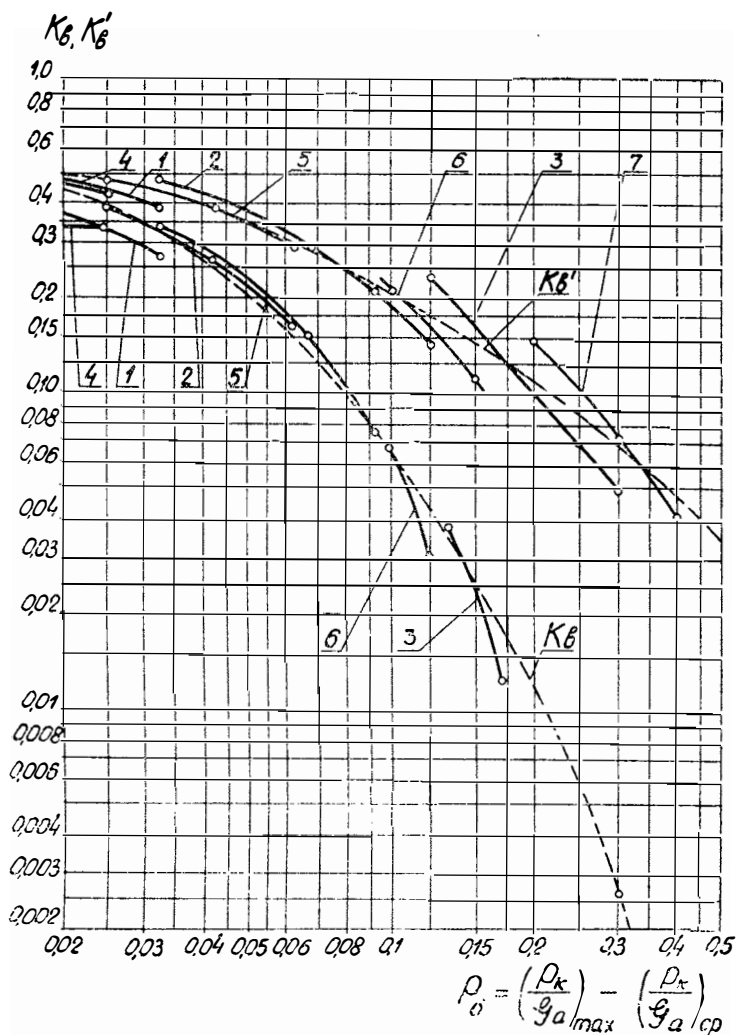


Рис. 4. Исходные кривые для графика коэффициентов времени (параметры кривых 1—7 приведены в табл. 3).

Кроме того, на рис. 5 приведена кривая K_{ns} — коэффициента времени контактных напряжений подшипников. K_{ns} определяется по формуле, аналогичной для K_δ и K_δ' ,

$$K_{ns} = \int_{p_{\min}}^{p_{\max}} \left(\frac{p}{p_{\max}} \right)^{3,33} \cdot f(p) dp + \int_{p_{\max}}^{\infty} f(p) dp.$$

Следовательно, для того, чтобы определить коэффициенты времени, необходимо вычислить на каждой передаче в отдельности

разность между максимальным и средним удельными усилиями.

$p_d = (p_I)_{\max} - (p_I)_{cp}$; $p_{dII} = (p_{II})_{\max} - (p_{II})_{cp}$ и т. д.,
а затем воспользоваться графиком на рис. 5.

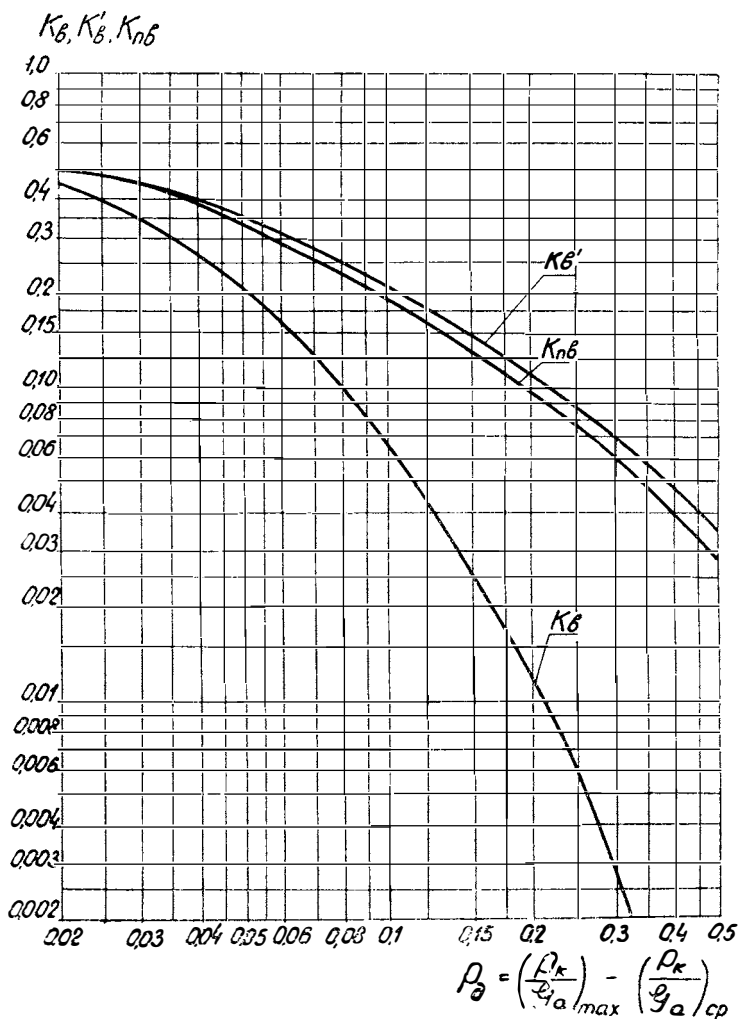


Рис. 5. График для определения коэффициентов времени.

- K'_g — коэффициент времени при расчете шестерен на выносливость по контактным напряжениям;
- K_{ng} — коэффициент времени при расчете подшипников на выносливость по контактным напряжениям;
- K_g — коэффициент времени при расчете шестерен на выносливость по напряжениям изгиба.

Для пояснения сказанного в табл. 4 приведены величины p_d для ряда автомобилей и затем величины коэффициентов времени (рис. 5) и эквивалентное время. Эквивалентное время применено для расчетов шестерен и подшипников.

Таким образом, для расчетов шестерен и подшипников можно избежать построения кривых распределения и непосредственных расчетов по ним.

Исходные данные и время работы на различных передачах на расчетном режиме

Таблица 4

Марка автомобиля	$M_{i_0} \frac{кг \cdot м}{с^2}$ η_m r_k	$n_{об/мин}$ $V_a \frac{км}{час}$	$\frac{G_a \frac{кг}{с^2}}{G_2 \frac{кг}{с^2}}$ $\left(\frac{P_k}{G_a}\right)_{\varphi}$	Передача	i_k	$p = \frac{M \cdot i_k \cdot i_0 \cdot \eta_m}{r_k}$	$\left(\frac{P_k}{G_a}\right)_{max}$	T , час	$\left(\frac{P_k}{G_a}\right)_{cp}$	$\rho_0 = \left(\frac{P_k}{G_a}\right)_{max} - \left(\frac{P_k}{G_a}\right)_{cp}$	K_s	K_s'	$K_{на}$	$T_p = T \cdot K_s$	$T_p = T \cdot K_s'$	$T_p = T \cdot K_{на}$
МЗМА-400	5,5	1800 42	1155	I	3,53	289	0,250	75	0,150	0,100	0,065	0,210	0,193	4,9	15,8	14,5
	5,14		615	II	1,74	143	0,124	250	0,0825	0,042	0,250	0,380	0,375	62,5	95,0	93,8
	0,92		0,373	III	1,00	82	0,071	2175	0,050	0,021	0,440	0,480	0,480	957	1044	1044
	0,317			Задн. ход	4,60	377	0,326	15	0,030	0,296	0,003	0,070	0,063	0,045	1,1	0,9
М-20	12,5	2400 60	1835	I	3,12	537	0,293	35	0,150	0,143	0,028	0,153	0,140	0,98	5,4	4,9
	5,125		985	II	1,77	305	0,166	120	0,0825	0,084	0,093	0,240	0,220	11,2	28,8	26,4
	0,92		0,375	III	1,00	172	0,094	2345	0,050	0,044	0,240	0,380	0,360	563	891	844
	0,342			Задн. ход	3,74	643	0,350	15	0,030	0,320	0,002	0,065	0,055	0,030	1,0	0,8
ГАЗ-12	21,5	2400 70		I	3,12	792	0,346	20	0,150	0,196	0,013	0,113	0,103	0,26	2,3	2,1
	4,55		2290	II	1,77	450	0,196	65	0,0825	0,114	0,044	0,185	0,170	2,9	12,0	11,0
	0,92		1145	III	1,00	254	0,111	2058	0,050	0,061	0,160	0,310	0,285	329	638	587
	0,354		0,350	Задн. ход	3,74	950	0,415	13	0,030	0,320	0,002	0,065	0,055	0,026	0,8	0,7
ЗИЛ-110	37	2200 71	3100	I	2,43	962	0,310	20	0,150	0,160	0,022	0,137	0,125	0,44	2,7	2,5
	4,36		1650	II	1,53	605	0,195	40	0,0825	0,112	0,049	0,190	0,175	2,0	7,6	7,0
	0,92		0,373	III	1,00	396	0,128	2083	0,050	0,078	0,105	0,250	0,230	219	521	479
	0,375			Задн. ход	3,16	1250	0,403	13	0,030	0,343	0,002	0,060	0,050	0,026	0,8	0,7

Марка автомобиля	$\frac{M \kappa \Gamma_M}{i_0 \eta_M \Gamma_K}$	$\frac{n_{об}}{V_a} \frac{мин}{км/час}$	$\frac{G_a \kappa \Gamma}{G_2 \kappa \Gamma} \left(\frac{P_K}{G_a} \right)_{\varphi}$	Передача	i_K	$\frac{M \cdot i_K \cdot i_0 \cdot \eta_M}{P_K \Gamma_K}$	$\left(\frac{P_K}{G_a} \right)_{max}$	$T, \text{ час}$	$\left(\frac{P_K}{G_a} \right)_{cp}$	$\rho_0 = \left(\frac{P_K}{G_a} \right)_{max} - \left(\frac{P_K}{G_a} \right)_{cp}$	K_{θ}	K_{θ}'	K_{ns}	$T_p = T \cdot K_{\theta}$	$T_p = T \cdot K_{\theta}'$	$T_p = T \cdot K_{ns}$
ГАЗ-51	20,5	1600	5350	I	6,40	1830	0,342	100	0,175	0,167	0,019	0,1330	0,120	1,9	13,3	12,0
	6,67		3750	II	3,09	883	0,165	250	0,100	0,065	0,140	0,2950	0,270	35,0	73,8	67,5
	0,92		0,491	III	1,69	482	0,090	650	0,0625	0,028	0,360	0,4500	0,450	234	292	292
	0,440			IV	1,00	286	0,054	2750	0,052	0,002	0,450	0,5000	0,500	1238	1375	1375
				Задн. ход	7,82	2235	0,417	75	0,125	0,292	0,003	0,0720	0,063	0,225	5,4	4,7
ЗИЛ-150	32,6	1300	8050	I	6,24	2880	0,357	120	0,175	0,182	0,015	0,120	0,110	1,8	14,4	13,2
	7,63		5970	II	3,32	1530	0,190	255	0,100	0,090	0,080	0,225	0,210	20,4	57,4	53,6
	0,9		0,519	III	1,90	877	0,109	925	0,0625	0,046	0,225	0,375	0,350	208	347	324
	0,485			IV	1,00	461	0,057	600	0,052	0,005	0,450	0,500	0,500	270	300	300
				V	0,81	374	0,046	3100	0,030	0,016	0,450	0,500	0,500	1395	1550	1550
				Задн. ход	6,70	3090	0,384	100	0,125	0,259	0,005	0,084	0,075	0,5	8,4	7,5
МАЗ-200	47	1300		I	6,17	4020	0,293	170	0,175	0,118	0,045	0,180	0,165	7,65	30,6	28,0
	8,21		13725	II	3,40	2220	0,162	420	0,100	0,062	0,150	0,300	0,275	63,0	126	116
	0,9		9970	III	1,79	1170	0,085	1210	0,0625	0,022	0,440	0,480	0,480	532	581	581
	0,531		0,508	IV	1,00	653	0,048	1200	0,052	0,004	0,450	0,500	0,500	540	600	600
				V	0,78	510	0,037	2000	0,030	0,007	0,450	0,500	0,500	900	1000	1000
				Задн. ход	6,69	4360	0,318	100	0,125	0,193	0,014	0,113	0,103	1,4	11,3	10,3

Марка автомобиля	$M \kappa \Gamma \mathcal{M}$ i_0 $\eta_{\mathcal{M}}$ r_{κ}	$n_{обл} \text{ мин}$ $V_a \text{ км/час}$	$G_a \kappa \Gamma$ $G_2 \kappa \Gamma$ $\left(\frac{P_{\kappa}}{G_a}\right)_{\varphi}$	Передача	i_{κ}	$P = \frac{M \cdot i_{\kappa} \cdot i_0 \cdot \eta_{\mathcal{M}}}{r_{\kappa}}$	$\left(\frac{P_{\kappa}}{G_a}\right)_{\max}$	T , час	$\left(\frac{P_{\kappa}}{G_a}\right)_{cp}$	$p_0 = \left(\frac{P_{\kappa}}{G_a}\right)_{\max} - \left(\frac{P_{\kappa}}{G_a}\right)_{cp}$	K_{θ}	K_{θ}'	$K_{пв}$	$T_p = T \cdot K_{\theta}$	$T_p' = T \cdot K_{\theta}'$	$T_p = T \cdot K_{пв}$
ЯАЗ-210 *	71 8,21	1300 30	23510	I	6,17	12700	0,540	50	0,175	0,365	0,002	0,055	0,045	I	3,5	12,5
				II	3,40	7010	0,298	135	0,100	0,198	0,013	0,110	0,100	II	26,5	53,7
				III	1,79	3690	0,157	365	0,0625	0,094	0,075	0,220	0,200	III	185	243
				IV	1,00	2060	0,088	350	0,052	0,036	0,300	0,420	0,410			
				V	0,78	1610	0,069	4100	0,030	0,039	0,270	0,400	0,380			
				Задн. ход	6,69	13770	0,585	100	0,125	0,440	0,002	0,042	0,034			
	$i_{pI} = 1,07$ $i_{pII} = 2,13$ $\eta_{\mathcal{M}} = 0,88$ $r_{\kappa} = 0,531$	15	18940 0,565	I	6,17	6390	0,272	195	0,175	0,097	0,070	0,215	0,195	IV	485	547
				II	3,40	3520	0,150	480	0,100	0,050	0,210	0,355	0,330	V	782	972
				III	1,79	1850	0,079	1465	0,0625	0,016	0,450	0,500	0,500			
				IV	1,00	1034	0,044	1360	0,052	0,008	0,450	0,500	0,500			
				V	0,78	806	0,034	1500	0,030	0,004	0,450	0,500	0,500	Задн. ход	1,1	8,6
				Задн. ход	6,69	6910	0,294	100	0,125	0,169	0,019	0,130	0,120			

*) Примечание. При расчетах принято, что автомобиль ЯАЗ-210 работает на повышенной передаче ($i_{pI} = 1,07$) по хорошим дорогам; при этом I, II и III передачи используются на 25%, а IV и V—на 75%; при движении же на понижающей передаче—наоборот I, II и III—на 75%; а IV и V—на 25%. Например, суммарное расчетное время работы на отдельных передачах при расчете подшипников качения определяется следующим образом:

$$I \text{ передача} - 50 \frac{3}{4} \cdot 0,045 + 195 \frac{1}{4} \cdot 0,195 = 11,2; \quad III \text{ передача} - 365 \frac{3}{4} \cdot 0,200 + 1465 \frac{1}{4} \cdot 0,500 = 237,8; \quad V \text{ передача} - 4100 \frac{1}{4} \cdot 0,380 + 1500 \frac{3}{4} \cdot 0,500 = 953;$$

$$II \text{ передача} - 135 \frac{3}{4} \cdot 0,100 + 480 \frac{1}{4} \cdot 0,330 = 49,7; \quad IV \text{ передача} - 350 \frac{1}{4} \cdot 0,410 + 1360 \frac{3}{4} \cdot 0,500 = 545,9; \quad \text{Задний ход} - 100 \frac{1}{2} \cdot 0,034 + 100 \frac{1}{2} \cdot 0,120 = 6,2.$$

Необходимо определить на всех передачах максимальные удельные тяговые усилия; по ним определить время работы на передачах, затем установить средние удельные усилия (из табл. 3 или, в первом приближении, их можно принимать равными половине максимальных) и по разности между максимальными и средними удельными усилиями определить коэффициенты времени. Умножая действительное время на коэффициент времени, получаем эквивалентное время для определенного расчета.

Для расчета валов приходится пользоваться непосредственно выбранными кривыми распределения. Это объясняется тем, что расчет существенно зависит от соотношения между постоянной и переменной частями крутящего момента. При современных же расчетах шестерен и подшипников важен общий уровень напряжений, действующих на валу, и поэтому возможно переменные крутящие моменты на валах заменять эквивалентным постоянным моментом. Постоянный момент, действующий на валу, как известно, вызывает переменные нагрузки на зубьях шестерен за счет изменения плеча приложения нагрузки и на обоямах подшипников—за счет периодического прокатывания тел качения.

Однако для валов, расположенных за механизмом, дающим передний и задний ход, часть нагружающих циклов следует считать симметричными знакопеременными. Число таких циклов и их амплитуды определяются временем работы и кривой распределения на заднем ходу.

Для общетранспортных грузовых автомобилей при проектировочных расчетах можно считать, что валы, расположенные за коробкой передач, нагружаются знакопеременным симметричным циклом и величины амплитуд определяются кривой распределения на первой передаче, а число нагружений равно числу оборотов карданного вала на расчетном крутящем моменте на первой передаче ($N_q = T_1 \cdot K_{св} \cdot 60 \cdot n_1$). Такое допущение возможно, если время работы на заднем ходу не менее 50% времени работы на первой передаче и передаточное число заднего хода отличается не больше, чем на 25% от передаточного числа первой передачи.

Первый нагрузочный режим—режим для расчетов на выносливость деталей трансмиссии тракторов

В качестве расчетного крутящего момента следует принимать, как правило, момент, рассчитанный по номинальным мощности и оборотам и по низшей передаче. Следует также применять ограничения, указанные для автомобильных трансмиссий.

Номинальные мощности и обороты для некоторых тракторов приведены в табл. 5. В этой же таблице указано время работы на отдельных передачах для тракторов общего сельскохозяйственного назначения.

Таблица 5

Расчетные режимы для тракторов

Номинальные мощности и обороты тракторных двигателей										
Марка трактора	КД-35	МТЗ-2	ДТ-54	С-80	ХТЗ-7	ДТ-14	ДТ-24	ДТ-55	ТДТ-60	МТЗ-5
$N_n, л. с.$	37	37	54	80	12	14	24	54	60	45
$n_n, \frac{об.}{мин}$	1400	1400	1300	1000	1600	1600	1400	1300	1500	1500

Время работы на передачах при расчетном моменте в часах

Тракторы общего сельхоз. назна- чения	Т общее	П е р е д а ч и					
		I	II	III	IV	V	Задний ход
	6000	900	1800	1800	900	600	120

**Второй нагрузочный режим—режим для расчетов
по динамическим нагрузкам трансмиссий автомобилей [16]**

В качестве расчетного момента следует принимать максимальный динамический момент, возникающий в трансмиссии при наиболее неблагоприятных условиях.

Необходимо указать, что в отдельных исключительных случаях, например, при „броске педали сцепления“ и при неподвижно закрепленных колесах на первой передаче момент может значительно превышать эксплуатационно-максимальный.

Для определения максимальных динамических моментов на первичном валу коробки передач на различных передачах необходимо:

1) рассчитать динамическую схему, соответствующую машинному агрегату автомобиля (двигатель, трансмиссия, колеса, масса всего автомобиля);

2) исследовать процессы, протекающие в машинном агрегате при наиболее неблагоприятных эксплуатационных условиях, и

3) определить динамические моменты, возникающие в указанных эксплуатационных условиях на различных передачах.

Рассмотрим в указанном порядке определение максимальных динамических моментов.

Для исследования максимальных динамических нагрузок необходимо машинный агрегат автомобиля с механической трансмиссией представить в виде многозвенной динамической системы с отдельными нелинейными звеньями.

В первом приближении для определения эксплуатационно-максимальных моментов можно машинный агрегат автомобиля рассматривать как однозвенную динамическую систему. Такое упрощение возможно потому, что динамические моменты зависят от моментов трения: а) во фрикционном сцеплении и б) в контакте колес с дорогой—моментов, которые даже для машины одной марки различны по величине.

Однако такое приведение к однозвенной системе возможно только в том случае, если тангенциальная податливость шин и других элементов, передающих толкающее усилие от моста к раме, не превышает 30% от податливости трансмиссии.

На рис. 6 представлена динамическая схема и пояснены обозначения.

J_2' , J_2'' и e рассчитываются по следующим зависимостям:

$$J_2' = \frac{G_a \cdot r_k^2}{g \cdot i_o^2 \cdot i_k^2}; \quad J_2'' = \frac{\Sigma J_{кв}}{i_o^2 \cdot i_k^2};$$

$$e = e_{пв} + e_{вв} i_k^2 + e_k i_k^2 + e_n \frac{i_k^2 i_o^2}{2} + e_p \frac{i_k^2 \cdot i_o^2}{2},$$

где

$e_{пв}$, $e_{вв}$, e_k , e_n , e_p —податливости первичного, вторичного, карданного валов, полуоси и реактивная податливость подвески заднего моста;

$\Sigma J_{\kappa\kappa}$ — суммарный момент инерции ведущих колес;
 g — ускорение силы тяжести.

Кроме инерционных и упругих параметров системы, необходимо установить величины моментов трения во фрикционном сцеплении и в контакте колес с дорогой.

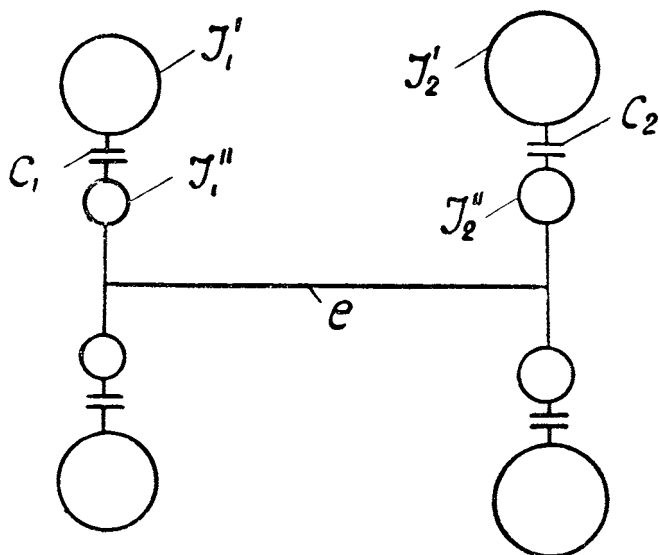


Рис. 6. Динамическая однозвенная схема машинного агрегата автомобиля.

- J_1' — момент инерции вращающихся деталей двигателя: маховика, колен. вала и др. деталей;
- J_1'' — момент инерции ведомого диска сцепления и масс, с ним связанных относительно жесткими валами (приведенные моменты деталей коробки, центрального тормозного барабана и т. д.);
- J_2' — момент инерции массы, заменяющей массу всего автомобиля при приведении последней к коленчатому валу двигателя;
- J_2'' — момент инерции барабанов и колес, приведенный к коленчатому валу двигателя;
- e — податливость валов и других агрегатов от маховика двигателя до массы автомобиля (при уточненных расчетах следует учитывать жесткость рамы, подвески двигателя, коробки и жесткость подвески других агрегатов);
- C_1 — сцепление;
- C_2 — схематическое изображение сцепления ведущих колес с почвой, условно „сцепление № 2“.

Приведенный момент сцепления ведущих колес с дорогой определяется по формуле

$$M_{\varphi} = \frac{G_{\kappa\kappa} \cdot \varphi \cdot r_{\kappa}}{i_o \cdot i_{\kappa} \cdot \eta_m},$$

где $G_{\kappa\kappa}$ — вес, приходящийся на ведущие колеса.

В дальнейшем фрикционное сцепление будем называть сцеплением № 1, а сцепление ведущих колес с дорогой — сцеплением № 2. Необходимо знать зависимости моментов трения в обоих „сцеплениях“ от различных параметров (от относительной скорости, от степени изношенности поверхности трения, от скорости нагружения перед про-

буксовкой), а также от других факторов: температуры, особенностей материалов трения, предварительно передаваемой нагрузки и т. д.

Для приведенных дальнейших расчетов достаточно установить четыре величины:

M_c — момент трения в сцеплении при средней относительной скорости $V_{отн} = 10 \div 15 \text{ м/сек}$;

M_{oc} — момент, соответствующий началу проскальзывания, т. е. нулевой относительной скорости;

M_p — момент трения при буксовании ведущих колес при относительной скорости $V_{отн} = 2 \div 5 \text{ м/сек}$;

M_{op} — момент, соответствующий началу пробуксовки колес, т. е. нулевой относительной скорости.

Опытами установлено, что максимальные динамические нагрузки в трансмиссии возникают при интенсивном включении сцепления и при наезде колес на препятствия. Почти всегда при возникновении максимальных динамических нагрузок происходит либо проскальзывание фрикционного сцепления, либо буксование ведущих колес.

Можно ограничиться рассмотрением процесса интенсивного включения сцепления № 1 при неподвижно стоящем автомобиле в начальный момент времени, так как динамические нагрузки, возникающие при этом, являются эксплуатационно-максимальными, т. е. такими нагрузками, которые могут возникать в эксплуатации при трогании с места, разгоне и переключении передач, торможении двигателем при переключении передач и в других случаях.

При интенсивном включении сцепления и неподвижно стоящем автомобиле в начальный момент времени в зависимости от параметров системы и начальных условий в трансмиссии могут протекать различные процессы, характеризующиеся изменением динамической схемы, представленной на рис. 6, а также изменением величин моментов трения в сцеплениях.

Для определения максимальных динамических моментов в данном случае необходимо исследовать, какие процессы протекают в сцеплениях № 1 и № 2 прежде всего за отрезок времени от начала процесса интенсивного включения сцепления до момента времени, соответствующего максимальной величине динамического момента.

За это время возможен один из следующих шести случаев, которые схематически представлены на рис. 7.

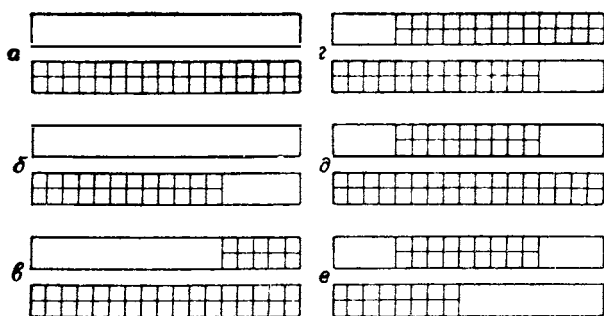


Рис. 7. Процессы, протекающие в сцеплениях 1 и 2 динамической схемы при интенсивном включении сцепления 1:

- сцепление 1 все время буксует, сцепление 2 не буксует;
- сцепление 1 все время буксует, сцепление 2 в начале не буксует, а затем буксует;
- сцепление 1 сначала буксует, а затем не буксует, сцепление 2 не буксует;
- сцепление 1 сначала буксует, а затем не буксует, сцепление 2 не буксует;
- сцепление 1 сначала буксует, затем не буксует и, наконец, вновь буксует, сцепление 2 не буксует;
- сцепление 1 сначала буксует, затем не буксует и, наконец, вновь буксует, сцепление 2 не буксует, а затем буксует (к данному случаю относятся все случаи одновременного буксования сцеплений 1 и 2 и многократные поочередные буксования).

Процесс включения сцепления на динамической схеме протекает следующим образом: в начальный момент масса с моментом инерции J_1' вращается с угловой скоростью ω_0 , сцепление № 1 выключено, и вся система неподвижна. При интенсивном включении сцепления масса J_1'' прижимается к массе J_1' , так что возникает момент M_c , действующий на массу J_1'' ; этот момент и начинает разгонять всю систему.

Можно считать, что для обычных транспортных автомобилей момент трения M_c нарастает равномерно по уравнению $M = M_c \frac{t}{t_0}$ или по экспоненте по уравнению $M = M_c(1 - e^{-kt})$ в первый период при

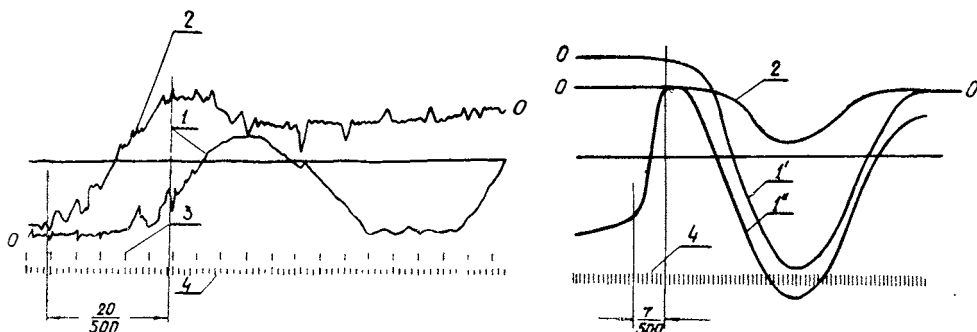


Рис. 8. Интенсивное включение сцепления на четвертой передаче:
а) автомобиль ГАЗ-51; б) автомобиль МАЗ-200:

- 1 — крутящий момент на карданном валу;
- 1' — крутящий момент на правой полуоси;
- 1'' — крутящий момент на левой полуоси;
- 2 — усилие на вилке выключения сцепления;
- 3 — обороты двигателя;
- 4 — время, отметка через 1,500 секунды.

интенсивном включении сцепления. На рис. 8 приведены две осциллограммы: интенсивное включение сцепления МАЗ-200 на четвертой передаче и интенсивное включение ГАЗ-51 на четвертой передаче.

На рис. 9 дан график для определения динамического коэффициента K_y в зависимости от отношения времени нарастания момента трения в сцеплении ко времени одного колебания динамической системы.

Из анализа и расчета динамических систем основных отечественных автомобилей (рис. 8) видно, что время одного колебания составляет $\frac{40}{500} \div \frac{250}{500}$ сек, а время нарастания момента $\frac{7}{500} \div \frac{20}{500}$ сек. Наличие угловых зазоров в динамических системах приводит к тому, что к моменту начала закручивания валов момент трения достигает расчетной величины. Оба эти фактора позволяют приближенно считать, что момент M_c возникает мгновенно и в первый период разгона сохраняет постоянную величину.

Для этого случая дифференциальные уравнения имеют вид

$$J_1'' \ddot{\varphi}_1 + \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{e} = M_c; \quad J_2 \ddot{\varphi}_2 + \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{e} = 0$$

Если ввести обозначение $\varphi_1 - \varphi_2 = x$, то получим

$$\ddot{x} + k_2^2 x = \frac{M_c}{J_1''}, \quad \text{где } k_2 = \sqrt{\frac{J_1'' + J_2}{J_1'' J_2 e}} \text{ и } J_2 = J_2' + J_2''$$

Если принять начальные условия при $t=0$

$$x = \varphi_1 - \varphi_2 = 0 \quad \text{и} \quad \dot{x} = \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2 = 0, \quad \text{то}$$

$$x = \frac{M_c}{J_1'' k_2^2} (1 - \cos k_2 t).$$

По величине x можно определить φ_1 и φ_2 и скорости $\dot{\varphi}_1$ и $\dot{\varphi}_2$

$$\dot{\varphi}_1 = \frac{M_c}{J_1'' + J_2} t + \frac{M_c J_2}{(J_1'' + J_2) k_2 J_1''} \sin k_2 t.$$

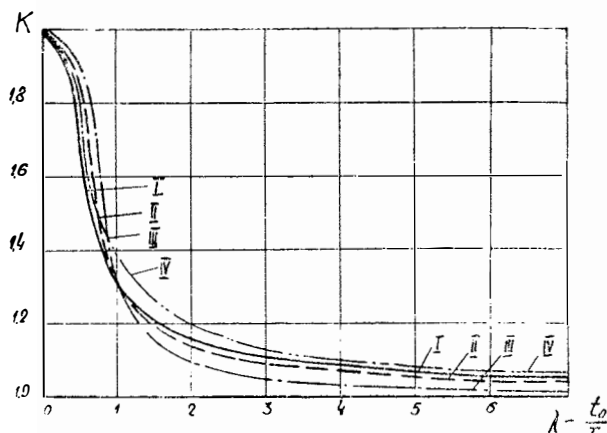


Рис. 9. График для определения динамического коэффициента в зависимости

от отношения $\lambda = \frac{t_0}{T}$ [3].

При нарастании движущего усилия:

I — по прямой $M = M_{\max} \frac{t}{t_0}$;

II — по синусоиде $M = M_{\max} \cdot \sin \frac{\pi t}{2t_0}$;

III — по косинусоиде $M = \frac{M_{\max}}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi t}{t_0} \right)$;

IV — по экспоненте $M = M_{\max} (1 - e^{-kt})$, где $t_0 \approx \frac{3}{k}$.

Если рассматривать начало процесса, то t невелико; точно так же в большинстве случаев отношение $\frac{J_2}{J_1'' + J_2}$ близко к единице, поэтому можно считать

$$\dot{\varphi}_1 \approx \frac{M_c}{k_2 J_1''} \sin k_2 t.$$

Данное уравнение применимо до момента времени, пока скорости маховика и ведомого диска не станут одинаковыми, т. е. когда $\dot{\varphi}_1$ станет равным ω_m , после чего скольжение в сцеплении прекратится.

Если скольжение в сцеплении будет происходить непрерывно, то максимальная скорость ведомого диска

$$\dot{\varphi}_{1\max} = \frac{M_c}{k_2 J_1''}.$$

Таким образом, оказывается возможным определить, будет ли при интенсивном включении сцепления „слипание“ ведомого диска с маховиком или нет; если $\frac{M_c}{J_1'' k_2} > \omega_m$, то скольжение может пре-

кратиться; если $\frac{M_c}{J_1'' k_2} < \omega_m$, то происходит непрерывное скольжение

в сцеплении № 1. Данные условия справедливы, если момент трения M_c , как указывалось, мгновенно возникает, сохраняет постоянную величину в процессе интенсивного включения и если можно пренебречь демпфирующими силами, зазорами и нелинейностью элементов трансмиссии. В каждом конкретном случае необходим предварительный анализ, устанавливающий возможность указанных допущений. Обороты, соответствующие возможной максимальной угловой скорости ведомого диска, в случае непрерывного скольжения сцепления, будем называть критическими оборотами.

Следовательно, по имеющейся динамической схеме необходимо прежде всего определить критические обороты для сцепления № 1

$$n_{кр} = 9,55 \frac{M_c}{J_1'' k_2} = 9,55 M_c \sqrt{\frac{J_2 e}{(J_1'' + J_2) J_1''}}.$$

При этом необходимо брать момент трения (M_c), соответствующий средней относительной скорости.

После расчетов упрощенной динамической системы и установления критических оборотов сцепления № 1 можно рассчитать максимальные динамические нагрузки.

Случаи „а“ и „б“ (рис. 7)

Если $n_{кр} < n_m$, то возможный динамический момент можно определить из уравнения для величины x ,

$$\text{так как } x_{\max} = \frac{2M_c}{J_1'' k_2^2}, \text{ то,}$$

$$\text{следовательно, } M_{\max} = \frac{x_{\max}}{e} = 2 \frac{M_c}{J_1'' e k_2^2} \approx 2M_c.$$

Действительно, возникающий момент, если допустимы указанные выше условия, может быть ниже $2M_c$ за счет пробуксовки ведущих колес. Поэтому величину $2M_c$ необходимо сравнить с критическим моментом $M_{кп}$, обусловленным сцеплением ведущих колес M_φ . Если на рассчитываемой передаче $2M_c < M_{кп}$, то максимальный динамический момент $M_o \approx 2M_c$.

Если $2M_c > M_{кп}$ (при $n_{кр} < n_m$), то необходимо последовательно рассмотреть две динамические системы, принимая конечные параметры одной системы за начальные для другой.

Для системы 1 из рис. 10 дифференциальные уравнения приведены выше, а уравнения для угла закручивания и угловой скорости

имеют вид

$$x = \frac{M_c}{J_1'' k_2^2} (1 - \cos k_2 t); \quad \dot{x} = \frac{M_c}{J_1'' k_2} \sin k_2 t.$$

Когда x станет равным $M_{кп} \cdot e$, то произойдет переход к системе 2 по рис. 10.

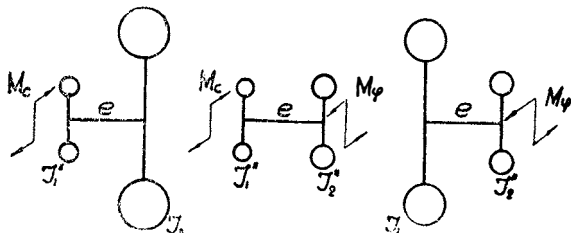


Рис. 10. Промежуточные динамические системы машинного агрегата автомобиля:

- 1) схема при буксующем сцеплении № 1;
- 2) схема при буксующих сцеплениях № 1 и № 2;
- 3) схема при буксующем сцеплении № 2.

Дифференциальные уравнения для этого случая

$$J_1'' \ddot{\varphi}_1 + \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{e} = M_c; \quad J_2'' \ddot{\varphi}_2 + \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{e} = -M_\varphi,$$

следовательно,
$$x = A \cos k_3 t + B \sin k_3 t + \frac{M_c}{J_1'' \cdot k_3^2} + \frac{M_\varphi}{J_2'' k_3^2},$$

$$k_3 = \sqrt{\frac{J_1'' + J_2''}{J_1'' J_2'' e}}.$$

Начальные условия: $x_1 = M_{кп} e = M_{оф} \frac{J_2}{J_2 - J_2''} e \approx M_{оф} e;$

$$\dot{x} = \dot{x}_0 \quad \text{при } t = 0$$

$$x = \left(M_{оф} e - \frac{M_c}{J_1'' k_3^2} - \frac{M_\varphi}{J_2'' k_3^2} \right) \cos k_3 t + \frac{\dot{x}_0}{k_3} \sin k_3 t + \frac{M_c}{J_1'' k_3^2} + \frac{M_\varphi}{J_2'' k_3^2}.$$

Для практических расчетов можно принимать следующие допущения:

$M_c \approx M_\varphi$ — что бывает при описанных процессах,

т. е. для случая „б“; $\dot{x}_0 = \frac{\omega_N}{1,5}.$

Следовательно, в данном случае

$$M_{\max} = \sqrt{(M_{оф} - M_\varphi)^2 + \left(\frac{\omega_N}{1,5 k_3 e} \right)^2} \cdot e + M_\varphi.$$

Случаи „в“, „г“, „д“ и „е“

Если $n_{кр} > n_{лв}$, то в процессе интенсивного включения сцепления может иметь место один из четырех случаев „в—е“, представленных на рис. 7.

Случай „в“ и „г“ (рис. 7)

Для случаев „в“ и „г“, как показывает анализ опытных данных, можно принять, что в первый же момент сцепление перестает буксовать, т. е. за начальную схему принимать основную (рис. 6).

Дифференциальные уравнения для этого случая

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{e} = 0; \quad J_2 \ddot{\varphi}_2 + \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{e} = 0, \quad \text{где } J_1 = J_1' + J_1''.$$

Если ввести переменную $x = \varphi_1 - \varphi_2$ и принять, что в начальный момент времени при $t = 0$ $x = \varphi_1 - \varphi_2 = 0$; $\dot{x} = \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2 = \omega_m$; то получим

$$x = \frac{\omega_m}{k} \sin kt \quad \text{и} \quad M = \frac{x}{e} = \frac{\omega_m}{ke} \sin kt.$$

Для случая „в“ (рис. 7), т. е. если в процессе разгона дальнейшего изменения динамической схемы (рис. 6) не происходит, то

$$M_{\max} = \frac{\omega_m}{ke}.$$

Для случая „г“ (рис. 7), т. е. если в процессе разгона величина крутящего момента достигает величины $M_{\kappa \Pi}$, произойдет изменение системы—переход от основной к системе 3 по рис. 10.

Дифференциальные уравнения для новой системы

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{e} = 0; \quad J_2'' \ddot{\varphi}_2 + \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{e} = -M_{\varphi}.$$

Если ввести переменную $x = \varphi_1 - \varphi_2$ и принять, что в начальный момент времени при $t = 0$

$$x = M_{\kappa \Pi} e \quad \text{и} \quad \dot{x} = \omega_m \cos kt_1,$$

где

$$k = \sqrt{\frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2 e}} \quad \text{и} \quad \sin kt_1 = \frac{M_{\kappa \Pi} k e}{\omega_m},$$

то получим

$$x = \left(M_{\kappa \Pi} e - \frac{M_{\varphi}}{k_1^2 J_1''} \right) \cos k_1 t + \frac{\omega_1}{k_1} \sin k_1 t + \frac{M_{\varphi}}{k_1^2 J_2''},$$

где

$$\omega_1 = \sqrt{\omega_m^2 - (M_{\kappa \Pi} k e)^2} \quad \text{и} \quad k_1 = \sqrt{\frac{J_1 + J_2''}{J_1 J_2'' e}}.$$

Если дополнительно принять, что $\frac{J_1}{J_1 + J_2''} \approx 1$ и $\frac{J_2}{J_2 - J_2''} \approx 1$, то

$$M_{\max} = M_{\varphi} + \sqrt{(M_{\kappa \Pi} - M_{\varphi})^2 + \left(\frac{\omega_1}{k_1 e} \right)^2}.$$

Случай „д“

Для случая „д“ дважды произойдет изменение системы—переход от схемы „1“ (рис. 10) к основной (рис. 6) и затем снова к „1“ (рис. 10).

Для схемы „1“ (рис. 10) уравнение угла закручивания было получено ранее.

$$\text{Угловая скорость: } \dot{x} = \frac{M_c}{J_1'' k_2} \sin k_2 t.$$

Первое изменение системы произойдет, когда угловая скорость ведомого диска $\dot{\varphi}_1$ (или приближенно $\dot{x}$) достигнет величины ω_m (угловой скорости маховика). Дифференциальные уравнения для основной схемы приведены выше; начальные условия будут

$$\dot{x} = \omega_m; \quad x_1 = \frac{M_c}{J_1'' k_2^2} (1 - \cos k_2 t_1),$$

где t_1 определяется из уравнения $\omega_m = \frac{M_c}{J_1'' k_2} \sin k_2 t_1$.

Так как для основной схемы (рис. 6)

$$x = A \cos kt + B \sin kt, \quad \text{то}$$

$$x = x_1 \cos kt + \frac{\omega_m}{k} \sin kt.$$

Второе изменение системы произойдет, когда крутящий момент достигнет величины $M_{к1}$. Дифференциальные уравнения для схемы 1 приведены выше, начальные условия будут

$$x_2 = M_{к1} e; \quad \dot{x}_2 = \omega_2, \quad \text{где } \omega_2 = \sqrt{k^2 x_1^2 + \omega_m^2 - (M_{к1} e k)^2}$$

Следовательно,

$$x = A \cos k_2 t + B \sin k_2 t + \frac{M_c}{k_2^2 J_1''};$$

$$x = \left(M_{к1} e - \frac{M_c}{k_2^2 J_1''} \right) \cos k_2 t + \frac{\omega_2}{k_2} \sin k_2 t + \frac{M_c}{k_2^2 J_1''}.$$

Если дополнительно принять $\frac{J_2}{J_1'' + J_2} \approx 1$ и $M_{к1} = M_{oc} \frac{J_1}{J_1 - J_1''} \approx M_{oc}$,

$$\text{то} \quad M_{\max} = M_c + \sqrt{(M_{oc} - M_c)^2 + \left(\frac{\omega_2}{k_2 e} \right)^2}.$$

Случай „е“

Для случая „е“ величина динамического момента будет определяться из уравнения, аналогичного уравнению случая „б“.

Таким образом, для определения динамического момента следует прежде всего рассчитать параметры динамической схемы машинного агрегата автомобиля. Затем по параметрам схемы определить мгновенные кри-

$$\text{тические обороты } n_{кр} = 9,55 M_c \sqrt{\frac{J_2 e}{(J_1'' + J_2) J_1''}}.$$

Можно условно принять, что в неблагоприятном случае при наиболее интенсивном включении сцепления обороты двигателя составляют $\frac{n_N}{1,5}$, где n_N — обороты, соответствующие максимальной мощности двигателя.

В этом случае, если $n_{kp} < \frac{n_N}{1,5}$, то динамический момент равен меньшей величине из двух

$$M_{\partial 1} = 2M_c \quad \text{или} \quad M_{\partial 2} = M_{\varphi} + \frac{\omega_N}{1,5k_3e}.$$

Если $n_{kp} > \frac{n_N}{1,5}$, то динамический момент равен меньшей величине из трех

$$M_{\partial'} = \frac{\omega_N}{1,5ke},$$

$$M_{\partial''} = M_{\varphi} + \sqrt{\left(M_{o\varphi} - M_{\varphi}\right)^2 + \left(\frac{\omega_1}{k_1e}\right)^2}; \quad \omega_1 = \sqrt{\left(\frac{\omega_N}{1,5}\right)^2 - M_{o\varphi}^2 k^2 e^2};$$

$$M_{\partial'''} = M_c + \sqrt{\left(M_{oc} - M_c\right)^2 + \left(\frac{\omega_2}{k_2e}\right)^2}; \quad \omega_2 = \sqrt{\left(\frac{\omega_N}{1,5}\right)^2 - M_{oc}^2 k^2 e^2}.$$

Для дальнейшего упрощения практических расчетов можно принимать

$$M_{\partial''} \approx M_{\varphi} + \frac{\omega_N}{1,5k_1e} = M_{\varphi} + \frac{\omega_N}{1,5} \sqrt{\frac{J_1 J_2''}{(J_1 + J_2'')e}} \approx M_{\varphi} + \frac{\omega_N}{1,5} \sqrt{\frac{J_2''}{e}}.$$

Так как $J_2'' = \frac{\Sigma J_{\kappa\theta}}{i_o^2 i_{\kappa}^2}$ и податливость трансмиссии обычно определяется податливостью полуосей „ e_n “ и реактивной e_p , то

$$e \approx \frac{e_n + e_p}{2} i_{\kappa}^2 i_o^2; \quad M_{\partial''} \approx M_{\varphi} + \frac{\omega_N}{1,5 i_o^2 i_{\kappa}^2} \sqrt{\frac{2 \Sigma J_{\kappa\theta}}{e_n + e_p}}.$$

Также можно принимать

$$M_{\partial'''} \approx 1,5M_c.$$

Величины $M_{\partial''}$ и $M_{\partial'''}$ при точном их определении всегда меньше $M_{\partial'}$; однако при рекомендуемых упрощенных формулах они могут получаться и больше $M_{\partial'}$. В табл. 35 приведены величины $M_{\partial''}$ и $M_{\partial'''}$ для некоторых автомобилей.

3. Расчет основных валов автомобиля по предельным состояниям

Основные валы автомобиля: коленчатый вал двигателя, валы коробки передач, карданные валы и полуоси—в настоящее время рассчитываются по допускаемым напряжениям, коэффициентам запаса и предельным состояниям и, таким образом, дают наглядный пример возможного сопоставления различных методов расчета. Кроме того, анализ расчетов указанных валов показывает, что нельзя рассчитывать все их размеры по допускаемым напряжениям и одному коэффициенту запаса, так как, например, наружные диаметры этих валов определяются по различным специфичным предельным состояниям для каждого вала: диаметры шеек коленчатого вала двигателя определяются, главным образом, их износостойкостью, диаметры валов коробок—их жесткостью, диаметр карданного вала—вибростойкостью и диаметр полуосей—выносливостью при действии циклически изменяющихся моментов.

а) Рассмотрим различные методы расчета коленчатых валов.

Расчет по допускаемым напряжениям в технической литературе [2], [10] и т. д. рекомендуется вести на статическую прочность. Принимается, что вал состоит из отдельных балок, длина которых равна расстоянию между серединами коренных шеек и которые нагружены силой, сосредоточенной в середине балки. Для большей надежности расчет вала производится и по второй и по третьей теориям прочности, т. е. для шатунной и коренной шеек, а также и для щёк определяются и сложное напряжение по второй теории и скалывающее напряжение. Затем рекомендуется полученные величины сравнивать со средними напряжениями, подсчитанными теми же методами для коленчатых валов существующих аналогичных двигателей. В литературе данные напряжения называют по-разному: сравнительными величинами напряжений [10, стр. 292], допускаемыми напряжениями [18, стр. 125] или средними напряжениями [2]. Так как они получаются при большом упрощении задачи (коленчатый вал считается состоящим из отдельных, несвязанных частей и т. д.) и так как расчет состоит в сравнении напряжений, возникающих в новом проектируемом валу и в существующих, то полученные напряжения следует называть сравнительными, а не допускаемыми.

Расчет по „коэффициентам запаса“ производится как для разрезной, так и для неразрезной схем вала. При этом расчете вначале определяются номинальные напряжения в опасных точках вала и затем — запасы прочности в этих же точках по нормальным и касательным напряжениям

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_n \varepsilon_{\sigma}} \sigma_a + \psi_{\sigma} \tau_m}; \quad n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_n' \varepsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m}, \quad (3)$$

где

$\sigma_m, \tau_m, \sigma_a, \tau_a$ — постоянные и переменные составляющие напряжений;
 K_{σ}, K_{τ} — эффективные коэффициенты концентраций;
 $\varepsilon_{\sigma}, \varepsilon_{\tau}$ — масштабные факторы;
 $\varepsilon_n, \varepsilon_n'$ — факторы поверхности;
 $\psi_{\sigma}, \psi_{\tau}$ — коэффициенты, учитывающие влияние асимметрии цикла напряжений.

Общий запас прочности рассчитывается по формуле

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}.$$

Для примера можно указать, что при подобных расчетах запас прочности для авиационных V-образных двигателей, для коренных и шатунных шеек составляет, примерно, $1,7 \div 4$ и для шеек коленчатых валов $1,5 \div 2$ [6]. Данные коэффициенты запаса соответствуют квазистатическому расчету; инерционные нагрузки от изгибных и крутильных колебаний при этом не учитываются.

При проектировании по предельным состояниям выполняется ряд отдельных расчетов, связанных с особенностями работы коленчатого вала: а) на износостойкость (размер шеек определяется, главным образом, исходя из износостойкости их и подшипников), б) на крутильные колебания, в) на усталость и г) на жесткость.

Анализ работы коленчатых валов показывает, что их работоспособность зависит прежде всего от состояния (износов) коренных и шатунных шеек. Поэтому правильнее наружные диаметры шеек выбирать, исходя из полярных диаграмм нагрузок на них с учетом гидродинамической теории смазки [2], [10].

В работах [6], [7] и в других исследованиях указывается, что для современных автомобильных и авиационных двигателей напряжения от крутильных колебаний не должны превышать $6 \div 8 \frac{\kappa\Gamma}{\text{мм}^2}$; при превышении этих величин происходят повышенные износы и возможны аварии, что установлено и подтверждено практикой. В результате расчета на крутильные колебания проверяются размеры вала, предусматривается установка демпферов и других устройств, чтобы напряжения от крутильных колебаний не превышали указанных величин. Нет необходимости суммировать максимальную квазистатическую нагрузку с максимальными инерционными нагрузками от изгибных и крутильных колебаний, так как большие инерционные нагрузки имеют место при определенных оборотах, независимо от величины основных нагрузок, и в тех сечениях вала, в которых может и не быть максимальных номинальных напряжений; кроме того, частоты инерционных и основных нагрузок чаще всего отличны.

Таким образом, расчет на крутильные колебания должен проводиться самостоятельно и, видимо, нет необходимости доводить этот расчет до подсчета напряжений, так как эти напряжения значительно отличаются от предельных и сопоставление тех и других не дает возможности оценить степень опасности колебательного процесса; расчет можно ограничивать подсчетом углов крутки при колебаниях, так как именно в результате этих крутильных вибраций сильно повышается износ шатунно-поршневой группы двигателя и возможны разрывы масляной пленки в подшипниках коленчатого вала.

К расчетам по предельным состояниям следует также отнести расчет коленчатого вала на выносливость (усталостную прочность) по коэффициентам запаса. Однако лучше определять действительные сложные напряжения с учетом среднеэксплуатационных напряжений от вибраций и сравнивать их с предельными. Наличие больших запасов по усталостной прочности говорит о некотором несовершенстве формул и о том, что коленчатые валы можно делать в некоторых случаях полыми.

В литературе [6] приводится описание исследований изгибных колебаний коленчатых валов. Жесткость вала влияет на его работоспособность; небольшой перекося вала вызывает выдавливание смазки и повышенный износ шеек. Очевидно, необходимо создание упрощенных расчетов, гарантирующих выбор достаточно жесткого вала.

б) Диаметры основных валов обычных коробок передач рекомендуются [17] выбирать так, чтобы их прогиб под действием усилий на зубьях шестерен не превышал $0,1 \text{ мм}$ в плоскости, проходящей через оси валов, на которых сидят сцепляющиеся шестерни, и $0,2 \text{ мм}$ суммарный прогиб, и чтобы перекося не превышал $0,001 \text{ рад}$. Данные прогибы и перекося получены при расчетах существующих, достаточно надежных коробок передач по максимальным крутящим моментам двигателей и проверены практикой. При больших прогибах или перекосях наблюдается повышенный износ и шум шестерен. В некоторых работах [18] рекомендуется также рассчитывать диаметры валов автомобильных коробок по допускаемым напряжениям и для всех валов принимать запас прочности по пределу упругости равным $4,5-5$ и допускаемое напряжение равным $[\sigma] = 40 \frac{\kappa\Gamma}{\text{мм}^2}$ (в существующих же

коробках σ номинальное изменяется от $16,5$ до $45 \frac{\kappa\Gamma}{\text{мм}^2}$). Такой ме-

тод расчета по допускаемым напряжениям может применяться только как ориентировочный расчет, причем приведенное напряжение никак нельзя называть допускаемым, его следует называть сравнительным напряжением. В работах [17], [18] и др. указывается, что диаметры валов коробок определяются их жесткостью, при расчетах же на прочность рекомендуется принимать коэффициент запаса по пределу упругости, в пределах от 5 до 10 (для так называемой „стандартной“ схемы коробки передач).

В общем случае для правильного расчета валов коробки передач необходимо выполнить следующие расчеты: а) на жесткость, б) на усталостную прочность, в) на крутильные колебания [14] (рассматривая как всю крутильную схему машинного агрегата автомобиля, так и „приведенную“ упрощенную схему), г) на износостойкость (при наличии подвижных кареток износ шлиц на валах иногда вызывает браковку валов) и д) на прочность при действии пиковых динамических нагрузок (напряжения от максимального пикового момента не должны превосходить ограниченный предел выносливости, иногда предел текучести или прочности).

в) Наружный диаметр карданного вала определяется из условий, чтобы реально возможное число оборотов вала было бы ниже критического по изгибным колебаниям. Критические обороты, как известно, равны частотам собственных колебаний, а так как карданные валы рассматриваются как балки с распределенными массами и балки, расположенные на упругих опорах, то частоты колебаний вычисляются по формуле [11]

$$K = \lambda^2 \sqrt{\frac{E \cdot J}{q \cdot l^4}},$$

где EJ —жесткость сечения балки при изгибе;

q —масса единицы длины балки;

l —длина балки;

λ —корень частотного уравнения.

После соответствующих преобразований и упрощений для вала с карданами по обоим концам [19]

$$n_{кр} = 10,25 \cdot 10^6 \cdot \frac{\sqrt{D_{\kappa}^2 + D_{\theta\kappa}^2}}{l^2}; \quad \frac{n_{кр}}{n_{\max}} = 1,2 \div 1,5, \quad (4)$$

где

$n_{кр}$ —критическое число оборотов по изгибным колебаниям;

D_{κ} и $D_{\theta\kappa}$ —наружный и внутренний диаметры вала;

l —длина вала;

$n_{\max}$ —максимальное число оборотов карданного вала.

Коэффициент запаса принимается равным от 1,2 до 1,5, так как в упрощенной формуле не учитываются упругость опор вала, угол наклона вала, непостоянство сечения и другие факторы.

Нормаль, утвержденная Министерством автомобильной и тракторной промышленности, рекомендует принимать $\frac{n_{кр}}{n_{\max}} = 1,2$.

Внутренний диаметр карданного вала следует принимать, исходя из расчетов на выносливость, на крутильные колебания и на прочность при действии пиковых динамических моментов.

г) Полуоси в технической литературе рекомендуется рассчитывать по допускаемым напряжениям (понимая под допускаемым напряжением средние существующие напряжения) и по коэффициентам запаса [12].

Как показывают подсчеты напряжений в полуосях отечественных грузовых автомобилей, напряжения, длительно действующие в них, соответствуют пределам выносливости (усталости), а напряжения при максимальных моментах — условному пределу упругости $\sigma_{0.015}$. Следовательно, и расчеты полуосей в первую очередь необходимо вести по двум предельным состояниям: на выносливость и на прочность динамическим нагрузкам.

Приведенный анализ показывает, что при определении размеров валов по предельным состояниям производится ряд отдельных расчетов на прочность при динамических нагрузках, выносливость (усталость), износостойкость, вибропрочность и т. д.

Наиболее обоснованная методика проектирования валов дана в работе [12]. В ней рекомендуется определять размеры валов, исходя из статической прочности и выносливости. Расчет на статическую прочность производится по наибольшей кратковременной нагрузке с учетом динамической и вибрационной нагрузок. Однако некоторые рекомендации нуждаются в улучшении. Не совсем правильно, например, при расчетах по максимальным динамическим нагрузкам выбирать те же коэффициенты запаса, что и при статических нагрузках [12, стр. 92]; далее, при расчетах по пиковым нагрузкам не следовало бы оставлять неизменными механические характеристики металла, так как величины последних зависят от времени действия пиковых нагрузок. Наконец, получается дублирование некоторых вычислений, потому что, кроме расчета на статическую прочность (который для пластических материалов рекомендуется проводить по деформации наружного волокна и по прогибу вала), приходится выполнять еще ряд расчетов на выносливость, на крутильные и изгибные колебания и т. д.; например, определение прогиба вала входит в два расчета — на статическую прочность и на колебания, и, безусловно, правильнее прогиб определять при вычислениях колебаний.

Таким образом, более правильно проектирование валов начинать с расчета на выносливость, а затем производить проверку на прочность по максимальным пиковым нагрузкам, сопоставляя напряжения с характеристиками металла при определенных скоростях нагружения и, наконец, — расчеты по остальным предельным состояниям. Причем в правильно выполненной конструкции вал по всем показателям должен обеспечивать надежную работу узла и машины и сам не выходить из строя в течение заданного срока службы.

Учет в большинстве названных расчетов большого количества конструктивных и эксплуатационных факторов: концентрации напряжений, постоянно действующих и кратковременных динамических нагрузок, осевых нагрузок и т. д., а также времени работы валов — исключает необходимость пользования коэффициентами запаса.

Конечно, во многих случаях практики нет возможности определять с помощью точных подсчетов коэффициенты, повышающие напряжения, и тогда приходится принимать те или другие коэффициенты запаса.

Что касается автомобильных валов, то для них имеются в большинстве случаев теоретические формулы [16], расчеты по которым неоднократно проверялись замерами напряжений с помощью тензо-электрических методов; при использовании этих формул коэффициенты запаса принимаются близкими к единицам. Это также оправдывается и тем, что формулы, по которым определяются коэффициенты, учитывающие увеличение напряжений, дают максимальные эксплуата-

ционные величины; такое увеличение напряжений практически бывает редко и это показывает, что известный запас обеспечивается.

Для примера расчетов валов по предельным состояниям далее приводится расчет размеров гладких частей карданного вала и полуоси для автомобилей МАЗ-200 и МАЗ-205 (шлицевые части валов следует выбирать по условиям равнопрочности с гладкими частями). Если нет равнопрочности, то расчет на выносливость следует вести по шлицевой части вала [12, стр. 116].

Исходные данные к расчетам:

а) карданный вал изготавливается из электросварной трубы СТ-20, для которой $\tau_{0,015} = 17 \cdot 18 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2}$ и $\tau_{-1} = 8 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2}$;

б) полуось изготавливается из стали 40Х11МА, для которой $\tau_{0,015} = 80 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2}$ и $\tau_{-1} = 23 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2}$;

в) параметры автомобиля, необходимые для расчета, помещены на рис. 22; дополнительно задано: максимально требующаяся длина карданного вала $L = 1800 \text{ мм}$ и максимальные обороты двигателя $n_{\max} = 2000 \text{ об/мин}$;

г) выбор расчетных нагрузочных режимов описан в § 2.

Расчет карданного вала

Наружный диаметр карданного вала D_n определяется, как указывалось, по вибростойкости изгибным колебаниям из формул (4)

$$n_{кр} = 1,5 n_{\max} = 1,5 \frac{2000}{0,78} = 3850 \text{ об/мин};$$

$$3850 = 10,25 \cdot 10^6 \frac{D_n \sqrt{1 + \left(\frac{D_{вн}}{D_n}\right)^2}}{180^2}.$$

Если принять $\frac{D_{вн}}{D_n} = 0,9$, то $D_n = 90 \text{ мм}$; реальный вал имеет $D_n = 89 \text{ мм} \pm 0,9 \text{ мм}$.

Внутренний диаметр карданного вала $D_{вн}$ определяется по расчетам на выносливость и прочность.

Расчет на выносливость [12]	Расчет на прочность
$\tau_{-1} = \frac{16M_p \cdot D_n \cdot K_\tau \cdot K_n}{\pi(D_n^4 - D_{вн}^4)}$ где M_p — длительно действующий крутящий момент; K_τ — коэффициент концентрации напряжений; K_n — коэффициент нагрузки, т. е. коэффициент, пересчитывающий действительные напряжения к эквивалентным, действующим базовое число раз.	$\tau_{0,015} = \frac{16M_\sigma \cdot D_n}{\pi(D_n^4 - D_{вн}^4)},$ где M_σ — максимальный динамический момент определяется по рекомендации, приведенной в § 2. Данные динамической схемы $J_1' = 33,6$; $J_1'' = 1,49$; $J_2'' = 0,41$; $J_2' = 15,45 \text{ кгсм сек}^2$; $e = 20,4 \cdot 10^{-4} \text{ кг}^{-1} \text{ см}^{-1}$; $M_\varphi = 81,0 \text{ кгМ}$ (табл. 35); $M_c = 107 \text{ кгМ}$.

Расчет на выносливость [12]	Расчет на прочность
Расчетный момент и число циклов нагружения определяется по рекомендации, приведенной ранее. $M_p = 47 \cdot 6,17 \cdot 0,97 = 281 \text{ кгМ}$ $K_{\sigma\sigma} = \int_0^{p_{\max}} \left(\frac{p}{p_{\max}} \right)^6 f(p) dp +$ $+ \int_{p_{\max}}^{\infty} f(p) dp;$ $f(p) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \sigma_{\kappa o}} \cdot e^{-\frac{(p-p_{cp})^2}{2\sigma_{\kappa o}^2}}$ По данным табл. 2 и 3. $p_{\max} = 0,293$; $p_{cp} = 0,175$; $\sigma_{\kappa o} = 0,07$. Расчетom получается $K_{\sigma\sigma} = 0,17$. Число колебаний крутящего момента принимаем равным числу оборотов карданного вала. $N_n = 170 \cdot 0,17 \frac{60 \cdot 1300}{6,17} = 365000$ $K_n = \sqrt[6]{\frac{365000}{3 \cdot 10^6}} = 0,70$ Расчет $K_{\sigma\sigma}$ помещен на стр. 108 и 109.	Критические обороты $n_{\kappa p} = 9,55 \cdot 10700 \sqrt{\frac{15,86 \cdot 20,4}{10^4 \cdot 1,49 \cdot 17,35}} =$ $= 3620$ $n_{\kappa p} > \frac{2000}{1,5}.$ Ограничивающие моменты: $1) M_{\sigma'} = \frac{2000 \cdot 10^2}{9,55 \cdot 1,5 \cdot 20,4 \cdot 6,8} =$ $= 100,5 \text{ кгМ},$ $K = \sqrt{\frac{51 \cdot 10^4}{35,1 \cdot 15,9 \cdot 20,4}} = 6,8,$ $2) M_{\sigma''} = \frac{9970 \cdot 0,531 \cdot 0,7}{8,21 \cdot 0,93 \cdot 6,17 \cdot 0,97} +$ $+ \frac{2000}{9,55 \cdot 1,5 \cdot 8,21^2 \cdot 6,17^2} \times$ $\times \sqrt{\frac{4 \cdot 5,29 \cdot 10^6}{143}} = 81,0 + 20,9 =$ $= 101,9 \text{ кгМ},$ $3) M_{\sigma'''} = 1,5 M_c = 1,5 \cdot 107 =$ $= 160,5 \text{ кгМ}.$ Максимальный момент на первичном валу на первой передаче $M_{\sigma} = 100,5 \text{ кгМ}.$ Максимальный момент на карданном валу $M_{\sigma} = 100,5 \cdot 6,17 \cdot 0,97 =$ $= 602 \text{ кгМ}.$ Принимаем $M_{\sigma} = 600 \text{ кгМ}$
Принимается $K_{\tau} = 1,0; \quad \tau_{-1} = 8 \text{ кгГ/мм}^2$	$\tau_{0,015} = 17,5 \text{ кгГ/мм}^2$
Получается по расчету $D_{вн} = 84,7 \text{ мм}$	$D_{вн} = 82,9 \text{ мм}$

Реальный вал с учетом допуска на толщину стенки имеет при $D_n = 89 \text{ мм}$
 $(D_{вн})_{\min} = 89 - 2(3,5 - 0,35) = 82,7 \text{ мм}.$

Из приведенных расчетов видно, что в данном случае необязательно определять внутренний диаметр и по выносливости и по прочности, достаточно сравнить два отношения:

$$\frac{M_p K_\tau K_H}{\tau_{-1}} \quad \text{и} \quad \frac{M_\partial}{\tau_{0,015}}$$

и по большему из них производить расчет.

В данном случае

$$\frac{M_p K_H}{\tau_{-1}} = \frac{281 \cdot 0,7}{8} = 24,6; \quad \frac{M_\partial}{\tau_{0,015}} = \frac{600}{17,5} = 34,3,$$

т. е. внутренний диаметр определяется из расчета на прочность при динамических нагрузках.

На рис. 11 показана зависимость угла закручивания 1 м карданного вала от крутящего момента; из рис. 11 видно, что крутящий

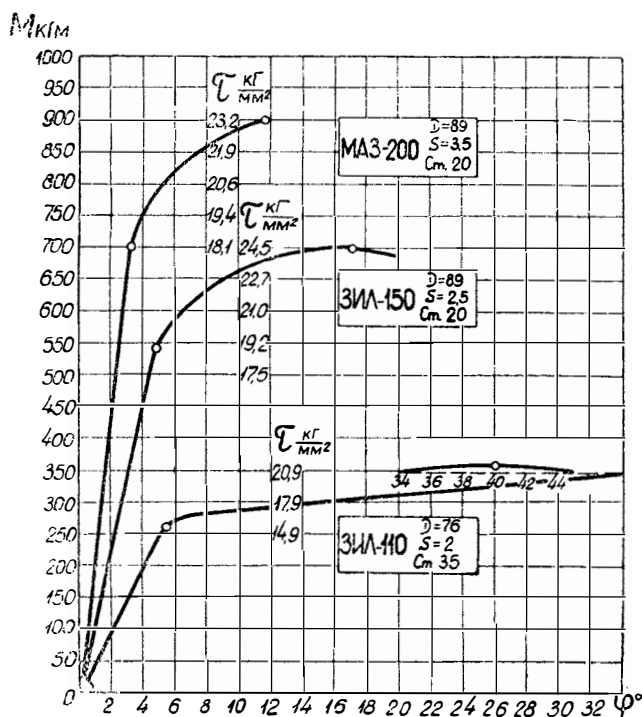


Рис. 11. Зависимость угла закручивания 1 м длины карданного вала от крутящего момента.

момент, соответствующий пределу упругости, составляет 700 кгГм, в то время как максимальный динамический момент—примерно 600 кгГм; следовательно, имеется излишний запас прочности.

Расчет полуоси

Наружный диаметр полуоси определяется по расчетам на выносливость и прочность.

Крутящие моменты рассчитываются по рекомендации, приведенной ранее,

$$M_p = M_{\text{мд}} \cdot i_1 \cdot \eta_k \cdot \frac{l_o}{2} \cdot \eta_o = 1070 \text{ кгм};$$

$$M_o = 600 \frac{8,21}{2} \cdot 0,93 \approx 2300 \text{ кгм}.$$

Определяются отношения

$$\frac{M_p K_H}{\tau_{-1}} = \frac{1070 \cdot 0,7}{23} = 32,6; \quad \frac{M_o}{\tau_{0,015}} = \frac{2300}{80} = 28,8$$

и по большому отношению диаметр полуоси

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 M_p \cdot K_H}{\pi \cdot \tau_{-1}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1070 \cdot 10^3 \cdot 0,7}{3,14 \cdot 23}} = 55 \text{ мм}.$$

Реальная полуось имеет $d = 58 \text{ мм}$.

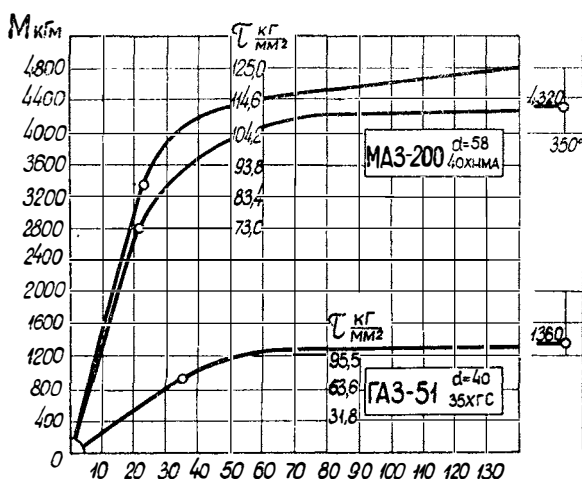


Рис 12. Зависимость угла закручивания полуоси от крутящего момента.

На рис. 12 показана зависимость угла закручивания полуоси от крутящего момента, а также приведены напряжения, соответствующие моментам.

4. Расчет шестерен автомобиля по предельным состояниям

В большинстве специальных работ по автомобилям [17] расчет шестерен рекомендуется вести по допускаемым напряжениям. Для каждой шестерни, в зависимости от ее расположения в автомобиле, а также вида автомобиля (легковой, автобус, грузовой) и конструктивных особенностей самой шестерни (прямозубая, косозубая и т. д.), приводятся свои допускаемые напряжения.

Под допускаемым напряжением понимают так же, как и при расчете валов, среднее напряжение, полученное при расчетах по определенной формуле ряда аналогичных шестерен существующих машин.

Этот метод расчета шестерен оказался совершенно неприменимым в настоящее время, при широком внедрении новой техники, при применении гидротрансформаторов, автоматических и полуавтоматических трансмиссий.

В других отраслях машиностроения расчеты шестерен рекомендуется выполнять по своим особым методикам, в основе которых лежат также допускаемые напряжения. Однако в отличие от методик, рекомендованных в работах [8] и [17], эти допускаемые напряжения предлагается выбирать одинаковыми для материалов, имеющих одни и те же механические свойства. Главное отличие этих методик друг от друга (ЦНИИТМАШ, авиационной и др.) и состоит в различном распределении коэффициентов (учитывающих особенности детали, узла и машины) между расчетным напряжением и допускаемым, а по существу они почти не отличаются одна от другой. Наличие подобных методик, обусловливаемых неопределенностью способа расчета допускаемого напряжения, делает трудно сопоставимыми расчеты в различных отраслях машиностроения и не упрощает их, а непроизводительно усложняет.

Из этого примера видно, что допускаемые напряжения не только тормозят развитие проектно-расчетных работ, но и приносят им вред.

Переход же к проектированию по предельным состояниям неизбежно приведет к единой унифицированной методике, что является одним из основных преимуществ данных расчетов.

Неизбежность перехода к единой методике обусловливается необходимостью сравнивать действительные напряжения с механическими характеристиками образцов; при этих расчетах все поправочные коэффициенты следует относить к расчетным напряжениям и считать, что каждый коэффициент учитывает отличие параметров, характеризующих материал, термообработку и условия работы шестерни, от параметров, характеризующих те же факторы для образцов при определении механических характеристик.

В настоящее время влияние отдельных факторов на напряжения исследовано еще недостаточно полно, поэтому необходимо рассчитанные напряжения сравнивать не только с механическими характеристиками, полученными при испытании образцов, но и с предельными напряжениями, полученными при испытании аналогичных шестерен (табл. 38).

Основными расчетами шестерен при проектировании по предельным состояниям должны являться:

а) по усталостному излому у корня зуба—длительно действующие напряжения изгиба не должны превышать предела выносливости (или ограниченного предела выносливости) материала;

б) по поломкам от кратковременных больших напряжений изгиба—напряжения изгиба от максимальных динамических нагрузок не должны превышать ограниченного предела выносливости (в некоторых случаях предела текучести или предела прочности);

в) по контактному выкрашиванию (питтингу, оспинам)—расчетная длительно действующая контактная напряженность должна равняться предельной при заданном числе циклов;

г) по разрушению рабочих профилей—максимальная динамическая нагрузка не должна вызывать смятия (пластической деформации) или хрупкого разрушения рабочих профилей.

Известны и другие предельные состояния шестерен, вызванные их заеданием, торцевым износом, истиранием и т. д. Методы расчетов, обеспечивающие заданный срок службы без возникновения предельных состояний, вызванных указанными причинами, в работе не рассматриваются.

Далее приведены расчеты по основным четырем предельным состояниям.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ШЕСТЕРЕН ПО ПРЕДЕЛЬНЫМ СОСТОЯНИЯМ

Порядок расчетов с пояснениями	Примерные расчеты								
	Пример А			Пример Б					
	Цилиндрическая прямозубая шестерня третьей передачи коробки передач ГАЗ-51 (рис. 20, шестерня 4)			Коническая шестерня со спиральными зубьями заднего моста ЗИЛ-150 (рис. 21, шестерня 14)					
I. Расчет нагрузочных режимов	Режим для расчетов								
	а) на выносливость $M_p = 20,5 \cdot \frac{43}{17} \cdot \frac{24}{36} = 34,6 \text{ кгМ},$ $n = 1600 \cdot \frac{1}{1,69} = 950 \text{ об/мин};$ $T = 650 \text{ час.}$			а) на выносливость $M_p = 32,6 \cdot 6,24 \cdot 0,97 = 197 \text{ кгМ},$ $n = \frac{1300}{6,24} = 208 \text{ об/мин};$ $T = 120 \text{ час}$					
	б) на прочность при динамических нагрузках: $M_{мд} = 125 \text{ кгМ}$ (по опытам и по расчету)			Передачи	I	II	III	IV	V
				i	6,24	3,32	1,90	1	0,81
				T	120	255	925	600	3100
				б) на прочность $M_{\delta} = 543 \text{ кгМ}$ (по опытам) $M_{\delta} = 400 \text{ кгМ}$ (по расчету)					
II. Предварительные определения и выбор основных параметров шестерен: 1) материал, 2) A_{δ} , 3) m_s , 4) b , 5) α_n , 6) h , 7) h_3 , 8) ξ_s , 9) β . Рекомендации по выбору указанных параметров приведены в [4], [5], [19] и других. В данной работе рассматривается предварительный расчет двух параметров A_{δ} и m_s .	Для предварительных расчетов принято:								
	материал колес ст-40Х; $\sigma_{-1} = 48 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2}; \quad \frac{\sigma_{пол}}{1,4} = 100 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2};$ $P_n = 7,0 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2}; \quad P_{с.м} = 35 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2};$ $\psi_{\delta}' = 0,2; \quad \alpha_n = 22^{\circ}30';$ $h = 2,25m_n; \quad h_3 = 2m_n;$ $\xi_s = 0; \quad \beta = 0.$			материал колес ст-12Х2Н4А $\sigma_{-1} = (45 \div 55) \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2}; \quad \frac{\sigma_{пол}}{1,5} = 115 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2};$ $P_n = 9,0 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2}; \quad P_{с.м} = 38 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2};$ $\psi_{\delta}' = 0,4; \quad \alpha_n = 20^{\circ};$ $h = 1,888m_s; \quad h_3 = 1,7m_s;$ $\xi_s = \pm 0,4 \left(1 - \frac{1}{z^2}\right) \approx \pm 0,32; \quad \beta = 35^{\circ}.$					

Порядок расчетов с пояснениями	Примерные расчеты	
	Пример А	Пример Б
	Цилиндрическая прямозубая шестерня третьей передачи коробки передач ГАЗ-51 (рис. 20, шестерня 4)	Коническая шестерня со спиральными зубьями заднего моста ЗИЛ-150 (рис. 21, шестерня 14)
Межцентровое расстояние	Межцентровое расстояние определяется из расчета на выносливость, так как	
Определяется из расчетов на выносливость и на прочность контактирующих поверхностей Расчет на выносливость $A_{\delta} = \sqrt[3]{\frac{2M_p \cdot i A^3 \cdot K_{\delta}' \cdot K_H' \cdot K_k'}{P_n \cdot i \cdot \psi_{\delta}' \cdot \sin 2\alpha_n}};$ Расчет на прочность $A_{\delta} = \sqrt[3]{\frac{2M_{\delta} \cdot i A^3 \cdot K_k'}{P_{cm} \cdot i \cdot \psi_{\delta}' \cdot \sin 2\alpha_n}};$ Нет необходимости вести расчеты по обеим формулам, достаточно определить два отношения; $\frac{M_p \cdot K_{\delta}' \cdot K_H'}{P_n} \quad \text{и} \quad \frac{M_{\delta}}{P_{cm}},$ и по большему из них рассчитать межцентровое расстояние.	$\frac{34600 \cdot 1,23}{7,0} > \frac{125000}{35}, \text{ то}$ $A_{\delta} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 34600 \cdot 2,5^3 \cdot 1,23}{7,0 \cdot 1,5 \cdot 0,2 \sin 45^\circ}} = 96,5 \text{ мм.}$	$\frac{197000 \cdot 0,53}{9,0} > \frac{400000}{38}, \text{ то}$ $A_{\delta} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 197000 \cdot 2,48^3 \cdot 0,53 \cdot 1,2}{9,0 \cdot 2,27 \cdot 0,4 \sin 40^\circ}} = 90,1 \text{ мм}$
	Для предварительных расчетов принято:	
	$K_H' = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 650 \cdot 0,5 \cdot 950}{10^7}} = 1,23;$ $K_{\delta}' = K_k' = 1; i = 1,5; K_k' = 0,5;$ $i_A = 1 + 1,5 = 2,5.$	$K_H' = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 120 \cdot 208}{10^7}} = 0,53;$ $K_{\delta}' = 1; K_k' = 1,2; i = 2,27;$ $i_A = 2,48$
	В действительности	
	$A = 108,8 \text{ мм}$	$A = 102,4 \text{ мм}$
Модуль	Модуль определяется из расчета на прочность при динамических нагрузках, так как	
Вначале необходимо определить отношения: $\frac{M_p \cdot K_{\delta} \cdot K_H \cdot K_u \cdot K_{\psi}}{\sigma_{-1}} \quad \text{и} \quad \frac{M_{\delta} \cdot K_{um} \cdot K_{\psi} \cdot K_{\Sigma}}{\sigma_{пол}}$ и затем по большему определить модуль, исходя из расчета на выносливость или из расчета на прочность, $m_{ncp} = \frac{M_p \cdot i A \cdot \sigma_1 \cdot K_{\delta} \cdot K_H \cdot K_k \cdot K_u \cdot K_{\psi}}{\sigma_{-1} \cdot A_{\delta}^2 \cdot \psi_{\delta} \cdot \cos \beta};$ $m_{ncp} = \frac{M_{\delta} \cdot i A \cdot \sigma_1 \cdot K_k \cdot K_{um} \cdot K_{\psi} \cdot K_{\Sigma}}{\sigma_{пол} \cdot A_{\delta}^2 \cdot \psi_{\delta} \cdot \cos \beta}.$ Для цилиндрических колес $m_s = m_{ncp} \frac{1}{\cos \beta};$ Для конических колес $m_s = m_{ncp} \frac{L}{A_{\delta} \cos \beta}.$	$\frac{34600}{48} < \frac{125000}{100}, \text{ то}$ $m_{ncp} = \frac{125000 \cdot 2,5 \cdot 3,5 \cdot 0,6}{100 \cdot 108,8^2 \cdot 0,2} = 2,77$	$\frac{197000 \cdot 0,6}{50} < \frac{400000}{115}$ $m_{ncp} = \frac{400000 \cdot 2,48 \cdot 3 \cdot 1,2 \cdot 0,67}{115 \cdot 102,4^2 \cdot 0,4} = 4,95 \text{ мм}$ $m_s = 4,95 \frac{102,4 + 1,2 \cdot 102,4}{102,4 \cdot \cos 35^\circ} = 7,25 \text{ мм}$
	Для предварительных расчетов принято	
	$\sigma_1 = 3,5; \psi_{\delta} = \frac{b_p}{A_{\delta}} = 0,2;$ $K_k = K_{\delta} = K_H = 1;$ $K_u \cdot K_{\psi} = K_{um} \cdot K_{\psi} = 0,6.$	$\sigma_1 = 3; \psi_{\delta} = \frac{b_p}{A_{\delta}} \approx \frac{\psi_{\delta}'}{\cos \beta};$ $K_u \cdot K_{\psi} = K_{um} \cdot K_{\psi} = \cos^2 35^\circ = 0,67;$ $K_k = 1,2; K_H = 0,6.$

Порядок расчетов с пояснениями	П р и м е р н ы е р а с ч е т ы	
	Пример А	Пример Б
	Цилиндрическая прямозубая шестерня третьей передачи коробки передач ГАЗ-51 (рис. 20, шестерня 4)	Коническая шестерня со спиральными зубьями заднего моста ЗИЛ-150 (рис. 21, шестерня, 14)
Можно определять, вместо модуля, произведение числа зубьев на σ_1 , по формулам: на выносливость;	$Z_{\sigma_1} = \frac{2 \cdot 100 \cdot 108,8^3 \cdot 0,2}{125 \cdot 10^3 \cdot 2,5^2 \cdot 0,6} \approx 110$	$Z_{\sigma_1} = \frac{2 \cdot 115 \cdot 102,4^3 \cdot 0,4}{400 \cdot 10^3 \cdot 2,48^2 \cdot 1,2} = 33,5;$
на прочность	$Z_{\sigma_1} = \frac{2 \sigma_{\text{пол}} \cdot A^3 \cdot \psi_{\sigma} \cdot \cos^2 \beta}{M_{\partial} \cdot i A^2 \cdot K_{\partial} \cdot K_{\kappa} \cdot K_{\text{нм}} \cdot K_{\text{л}} \cdot K_{\text{з}}}$	$Z = 11$
Принимать следует меньшую величину из полученных чисел зубьев.	В действительности рассчитываемые шестерни имеют параметры:	
	$m_s = 3,63$ и $Z = 24$	$m_s = 9$ и $Z = 11$

После предварительных расчетов производится геометрический расчет зубчатых колес, который в данной работе не рассматривается; затем для установления окончательных размеров шестерен производится расчет на выносливость и прочность.

III. Расчет напряжений:		
а) номинальное напряжение изгиба		
$\sigma_{\text{н}} = \frac{2M_p \cdot \sigma_1}{m_{\text{нр}}^2 \cdot Z \cdot b_p};$	(5)	$\sigma_{\text{н}} = \frac{2 \cdot 34600 \cdot 3,36}{3,63^2 \cdot 24 \cdot 21,4} = 34,3 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2}$
б) номинальное контактное напряжение		
$P_{\text{н}} = \left(\frac{q}{\rho} \right)_{\text{н}} = \frac{2M_p \cdot i A^3}{i \cdot A^3 \cdot b' \cdot \sin 2\alpha_{\text{н}}};$	(6)	$P_{\text{н}} = \frac{2 \cdot 34600 \cdot 2,5^3}{1,5 \cdot 108,8^2 \cdot 17 \cdot \sin 45^\circ} = 5,04 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2}$
Расчет на выносливость:		
а) напряжение изгиба:		
$\sigma_{\text{н}} = \sigma_{\text{н}} \cdot K = \sigma_{\text{н}} \cdot K_{\partial} \cdot K_{\kappa} \cdot K_{\text{н}} \cdot K_{\text{л}} \cdot K_{\text{з}};$	(7)	$\sigma = 34,3 \cdot 1,5 \cdot 0,8 \cdot 1 \cdot 0,66 \cdot 0,9 = 24,4 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2};$
б) контактное напряжение		
$P = P_{\text{н}} \cdot K' = P_{\text{н}} \cdot K_{\partial}' \cdot K_{\kappa}' \cdot K_{\text{н}}';$	(8)	$P = 5,04 \cdot 1,07 \cdot 1,18 = 6,36 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2};$
		$\sigma = 55,6 \cdot 1 \cdot 0,61 \cdot 1,2 \cdot 0,672 \cdot 1,1 = 30,1 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2}$
		$P = 9,6 \cdot 1,2 \cdot 0,44 = 5,1 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2}.$

Порядок расчетов с пояснениями	Примерные расчеты	
	Пример А	Пример Б
	Цилиндрическая прямозубая шестерня третьей передачи коробки передач ГАЗ-51 (рис. 20, шестерня 4)	Коническая шестерня со спиральными зубьями заднего моста ЗИЛ-150 (рис. 21, шестерня 14)
Расчет на прочность:		
а) напряжение изгиба	$\sigma_{\max} = 34,3 \cdot 3,61 \cdot 0,66 \cdot 0,85 = 69,6 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2};$	$\tau_{\max} = 55,6 \cdot 2,03 \cdot 1,2 \cdot 0,672 \cdot 1,1 = 100 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2};$
б) контактное напряжение	$P_{\max} = 5,04 \cdot 3,61 \cdot 1 = 18,2 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2};$	$P_{\max} = 9,6 \cdot 2,03 \cdot 1,2 = 23,4 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2};$
IV. Оценка результатов расчета.	Примечание. Расчет всех параметров приведен ниже.	
Напряжения при расчетах на выносливость сравниваются:		
а) напряжения изгиба—с минимальной величиной предела усталости образца при изгибе (σ_{-1}).	$\sigma_{-1} = 48 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2};$	$\sigma_{-1} = 50 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2};$
б) контактные напряжения—с предельными контактными напряжениями при 10^7 циклов (P_n).	$P_n = 7,0 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2};$	$P_n = 9 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2};$
Напряжения при расчетах на прочность сравниваются.		
а) напряжения изгиба—с пределом прочности,	$\frac{\sigma_{\text{пол}}}{1,4} = 100 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2};$	$\frac{\tau_{\text{пол}}}{1,5} \approx 115 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2};$
б) контактные напряжения—с напряжениями, вызывающими смятие рабочих профилей.	$\sigma_{\max} = 69,6 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2};$	$\tau_{\max} = 100 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2};$
Величины предельных напряжений приведены в табл. 38	$P_{\text{см}} = 35 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2};$	$P_{\text{см}} = 38 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2};$
Выводы	Параметры шестерни обеспечат работу шестерни на заданном режиме, однако время работы на максимальном моменте двигателя будет $T = 292 \left(\frac{7}{6,36} \right)^3 = 388 \text{ час.}$	Параметры шестерни завышены. Коническая шестерня может передавать момент, превышающий расчетный примерно на 20—30%.

Выбор и расчет величин, входящих в формулы (5)÷(10).

1. Передаточное число— i

$i = \frac{z_c}{z_p}$, где z_c —число зубьев колеса, сопряженного с рассчитываемым, z_p —число зубьев рассчитываемого колеса.

Пример А

$$i = \frac{36}{24} = 1,5; \quad z_c = 36; \quad z_p = 24.$$

Пример Б

$$i = \frac{25}{11} = 2,27; \quad z_c = 25; \quad z_p = 11.$$

2. Расчетное передаточное число— i_A

Для цилиндрических колес:

а) внешнего зацепления $i_A = i + 1$;

б) внутреннего зацепления $i_A = i - 1$ при $i > 1$ и
 $i_A = 1 - i$ при $i < 1$.

Для конических колес при $\delta = 90^\circ$ $i_A = \sqrt{i^2 + 1}$.

Пример А

$$i_A = 1,5 + 1 = 2,5.$$

Пример Б

$$i_A = \sqrt{2,27^2 + 1} = 2,48.$$

3. Коэффициент напряжений на изгиб— σ_1

σ_1 —единичное безразмерное напряжение изгиба у основания зуба при приложении единичной нагрузки к вершине зуба, параметры которого $m = b = 1$

$$\sigma_1 = \sigma_1' \cdot K_h \cdot K_\alpha \cdot K_s,$$

σ_1' следует брать из графика, приведенного на рис. 33.

K_h —коэффициент, учитывающий отличие высоты зуба от принятой при определении σ_1'

$$K_h = \frac{h_{cp}}{2,25m_{ncp}} \approx \frac{h}{2,25 \cdot m_s \cdot \cos \beta},$$

K_α —коэффициент, учитывающий отличие угла профиля инструмента от 20° (от угла, принятого при составлении графика 33).

Таблица 6

Величина коэффициентов K_α

$\alpha_{оп}$	15°	$17^\circ 30'$	20°	$22^\circ 30'$	25°
K_α	1,14	1,07	1	0,93	0,87

Для промежуточных значений $\alpha_{оп}$ коэффициент K_α определяется интерполированием.

K_s —коэффициент, учитывающий тангенциальную коррекцию,

$$K_s = \left(\frac{S}{S_\tau} \right)^2,$$

где S —толщина зуба в опасном сечении без учета тангенциальной коррекции;

S_z —действительная толщина зуба в опасном сечении.

В первом приближении можно принимать:

$$K_s \approx \left[\frac{\frac{\pi}{2} + 2\operatorname{tg} \alpha_s \left(\xi_{ps} + \frac{h_c}{m_s} \right)}{\frac{\pi}{2} + 2\operatorname{tg} \alpha_s \left(\xi_{ps} + \frac{h'_c}{m_s} \right) + \tau} \right]^2 \approx 1 - \frac{2\tau}{\frac{\pi}{2} + 2\operatorname{tg} \alpha_s \left(\xi_{ps} + \frac{h'_c}{m_s} \right)},$$

где ξ_{ps} —коэффициент сдвига режущего инструмента рассчитываемого колеса;

h'_c —высота головки сопряженного колеса.

Для цилиндрических косозубых колес и конических прямозубых и косозубых (спиральных) величины σ_1' берутся из графика 33 по приведенному числу зубьев:

$$z_{nd} = \frac{z}{\cos^3 \beta \cos \varphi}$$

и коэффициенту коррекции в нормальном сечении

$$\xi_n = \frac{\xi_s}{\cos \beta}.$$

Пример А

$$\left. \begin{array}{l} z=24 \\ \xi_n=0 \end{array} \right\} \sigma_1' = 3,61; \quad K_h = 1; \quad K_a = 0,93 \\ \sigma_1 = 3,61 \cdot 1 \cdot 0,93 = 3,36$$

Пример Б

$$z_{np} = \frac{11}{\cos^3 35^\circ \cdot \cos 23^\circ 45'} = 22; \quad \xi_n = \frac{0,320}{\cos 35^\circ} = 0,391; \\ \sigma_1' = 3,33.$$

$$K_s = \left[\frac{1,57 + 2 \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 35^\circ} \left(0,320 + \frac{4,78}{9,00} \right)}{\frac{17,2}{9,00} + 2 \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 35^\circ} \cdot \frac{4,78}{9,00}} \right]^2 = 0,95,$$

$$K_h = \frac{16,99}{9 \cdot 2,25 \cdot \cos 35^\circ} = 1,02, \quad K_a = 1, \\ \sigma_1 = 3,33 \cdot 0,95 \cdot 1,02 = 3,23.$$

4. Число зубьев рассчитываемого зубчатого колеса

Пример А $z=24$

Пример Б $z=11$

5. Расчетная длина зубьев— b_p

Для прямозубых цилиндрических и конических колес $b_p = b$ —длине зуба у корня.

Для косозубых цилиндрических и конических колес

$$b_p = \frac{0,9 \cdot \varepsilon_s \cdot b}{\cos \beta},$$

ε_s —плавность зацепления.

Для косозубых автомобильных конических колес, нарезанных по системе Глисон, в первом приближении, можно принимать:

$$b_p = \frac{b}{\cos \beta}.$$

Пример А $b_p = 21,4 \text{ мм.}$

Пример Б $b_p = \frac{45}{\cos 35^\circ} = 55 \text{ мм.}$

6. Нормальный средний модуль— m_{ncp}

Для цилиндрических колес:

$$m_{ncp} = m_n = m_s \cos \beta.$$

Для конических колес:

$$m_{ncp} = m_s \left(1 - \frac{b'}{2L} \right) \cos \beta.$$

Пример А $m_{ncp} = m_n = 3,63 \text{ мм.}$

Пример Б $m_{ncp} = 9 \left(1 - \frac{41}{2 \cdot 122,9} \right) \cos 35^\circ = 6,14 \text{ мм.}$

7. Расчетное межцентровое расстояние— A_δ

Для цилиндрических колес: $A_\delta = A.$

Для конических колес при $\delta = 90^\circ$:

$$A_\delta = L - 0,5 b'.$$

Пример А $A_\delta = A = 108,85 \text{ мм.}$

Пример Б $A_\delta = 122,9 - 0,5 \cdot 41 = 102,4 \text{ мм.}$

8. Контактная ширина зубчатого колеса— b'

b' —соответствует длине линии соприкосновения зубьев при зацеплении в полюсе

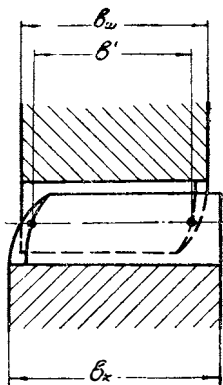


Рис. 13.
Контактная ширина
зубчатых колес.

Пример А $b' = 17 \text{ мм.}$

Пример Б $b' = 41 \text{ мм.}$

9. Угол зацепления в нормальном сечении— α_n

Пример А $\alpha_n = 22^\circ 30'.$

Пример Б $\alpha_n = 20^\circ.$

10. Коэффициенты точности и скорости или коэффициенты, учитывающие динамические нагрузки— K_δ и K_δ'

Так как переменные динамические нагрузки влияют на контактную (поверхностную) выносливость иначе, чем на выносливость по напряжениям изгиба, то и коэффициент динамической нагрузки при расчетах на контактную выносливость (K_δ') отличается от коэффициента динамической нагрузки при расчетах на изгиб (K_δ).

Расчеты K_δ' следует производить по формуле, рекомендованной А. И. Петрусевичем (4) для прямозубых цилиндрических шестерен, распространяя ее на основании данных практики на другие виды шестерен и принимая, что динамические нагрузки у косозубых цилиндрических шестерен меньше в полтора раза, чем у прямозубых, а у конических—больше на 20%, чем у цилиндрических.

Следовательно,

$$K_{\partial}' = 1 + \frac{U}{P},$$

$$U = N \cdot \lambda \cdot b_c \cdot V \cdot \sqrt{\frac{r_{шср}(i+1)(\Delta-5)}{i}},$$

где N —число, которое выбирается в зависимости от вида шестерни.

Таблица 7

Величины коэффициентов N

Шестерни	Цилиндрические		Конические	
	прямозубые	косозубые	прямозубые	косозубые
N	0,75	0,50	0,90	0,60

λ —коэффициент учета масс, жестко связанных с шестерней (4)

$$\lambda = \sqrt{\frac{(\theta + 1)(i^2 + 1)}{\theta + i^2 + 1}},$$

θ —отношение момента инерции масс, жестко связанных с шестерней, к моменту инерции шестерни;

b_c —средняя ширина ободов колес:

$$b_c = \frac{b_{ош} + b_{ок}}{2}; \quad b_{ош}, b_{ок} \text{—осевая ширина ободов шестерни и колеса.}$$

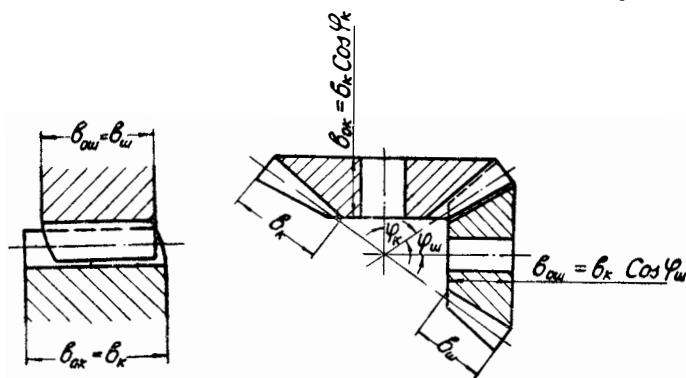


Рис. 14. Расчетная средняя ширина колес.

Δ —расчетная ошибка шага в микронах (для прямозубых колес—ошибка основного шага, для косозубых колес—ошибка окружного шага).

Коэффициент K_{∂} для шестерен механических трансмиссий можно определять по формуле Бакингема

$$K_{\partial} = 1 + \frac{\left(1 + \frac{D}{P}\right) \cos \beta}{1 + \frac{0,15}{V} \sqrt{P + D}}; \quad P = \frac{2M}{m_s \cdot z}; \quad D = b_c \cdot c \cdot \Delta \cdot \cos^2 \beta;$$

c —удельная жесткость зубьев.

Следует принимать $c = 11,6 \frac{\kappa\Gamma}{\text{см} \cdot \mu}$ при $f_0 = 1$,

$$c = 12 \frac{\kappa\Gamma}{\cdot \mu \text{ см}} \text{ при } f_0 = 0,8.$$

Если найденные по расчетам коэффициенты K_{∂} или K_{∂}' превышают величину $K_{\partial \max}$, то превышающий коэффициент следует принимать равным:

$$K_{\partial \max} = 1 + \frac{D}{P} \text{ — для цилиндрических колес,}$$

$$K_{\partial \max} = 1 + 1,2 \frac{D}{P} \text{ — для конических колес}$$

Пример А

$$K_{\partial}' = 1 + \frac{62}{795} = 1,07;$$

$$U = 0,75 \cdot 2,14 \cdot 4,33 \cdot \sqrt{\frac{10,88(16-5)}{1,5}} = 62 \text{ кг};$$

$$\lambda = 1; \quad V = \frac{3,14 \cdot 3,63 \cdot 24 \cdot 950}{60 \cdot 1000} = 4,33 \frac{\text{м}}{\text{сек}};$$

$$A = 10,88 \text{ см};$$

$$b_c = 2,14 \text{ см}; \quad \Delta = 16 \text{ м};$$

$$K_{\partial} = 1 + \frac{1 + \frac{397}{795}}{1 + \frac{0,15}{4,33} \sqrt{\frac{795 + 397}{795}}} = 1,68; \quad c = 11,6 \frac{\text{кг}}{\text{см} \cdot \text{м}}.$$

$$D = 2,14 \cdot 11,6 \cdot 16 = 397 \text{ кг}$$

$$K_{\partial \max} = 1 + \frac{397}{795} = 1,5 \quad \text{принимается } K_{\partial} = K_{\partial \max} = 1,5.$$

Пример Б

Так как шестерня работает на пяти режимах, то следует определить K_{∂} и K_{∂}' на всех режимах.

1. Расчеты K_{∂}'

Ввиду небольших окружных скоростей на I и II передачах принимается: $K_{\partial}' = K_{\partial \text{II}} = 1$

$$K_{\partial \text{III}}' = 1 + \frac{58,5}{1460} = 1,04; \quad K_{\partial \text{IV}}' = 1 + \frac{111}{765} = 1,15;$$

$$K_{\partial \text{V}}' = 1 + \frac{137}{620} = 1,22; \quad P_1 \cdot \frac{M}{r_{\text{ср}}} = \frac{19770}{4,125} = 4775 \text{ кг};$$

$$\Delta = 30 \text{ м}; \quad \lambda = 1;$$

$$b_{\text{ош}} = 4,1 \cdot \cos 23^\circ 45' = 3,75 \text{ см};$$

$$b_c = \frac{3,75 + 1,65}{2} = 2,7 \text{ см};$$

$$b_{\text{ок}} = 4,1 \cdot \cos 66^\circ 15' = 1,65 \text{ см};$$

$$V_{\text{III}} = \frac{\pi \cdot 82,5 \cdot 684}{60 \cdot 1000} = 2,96 \frac{\text{м}}{\text{сек}}; \quad V_{\text{IV}} = 5,62 \frac{\text{м}}{\text{сек}}; \quad V_{\text{V}} = 6,91 \frac{\text{м}}{\text{сек}};$$

$$U_{\text{III}} = 0,6 \cdot 2,7 \cdot 2,96 \sqrt{\frac{4,125 \cdot 3,27 \cdot 25}{2,27}} = 58,5 \text{ кг};$$

$$U_{\text{IV}} = 58,5 \frac{5,62}{2,96} = 111 \text{ кг}; \quad U_{\text{V}} = 58,5 \frac{6,91}{2,96} = 137 \text{ кг}.$$

2. Расчет K_{∂}

Принимаем $K_{\partial \text{I}} = 1$

$$D = 2,7 \cdot 11,6 \cdot 30 \cos 35^\circ = 630 \text{ кг};$$

$$K_{\partial \text{II}} = 1 + \frac{\left(1 + \frac{630}{2540}\right) \cos 35^\circ}{1 + \frac{0,15}{1,70} \sqrt{\frac{2540 + 630}{2540}}} = 1,17;$$

$$K_{\partial III} = 1 + \frac{\left(1 + \frac{630}{1460}\right) \cos 35^\circ}{1 + \frac{0,15}{2,96} \sqrt{1460 + 630}} = 1,35;$$

$$K_{\partial IV} = 1 + \frac{\left(1 + \frac{630}{765}\right) \cos 35^\circ}{1 + \frac{0,15}{5,62} \sqrt{765 + 630}} = 1,75;$$

$$K_{\partial V} = 1 + \frac{\left(1 + \frac{630}{620}\right) \cos 35^\circ}{1 + \frac{0,15}{6,91} \sqrt{620 + 630}} = 1,94.$$

11. Коэффициенты крепления— K_κ и K'_κ

Коэффициенты учитывают особенности крепления зубчатых колес—деформации валов, опор и т. п.

Расчет данных коэффициентов следует производить по формулам, рекомендуемым сборником „Детали машин“ [4].

В первом приближении, при обычных расчетах зубчатых колес автомобилей, можно принимать:

$K_\kappa = K'_\kappa = 1$ —при нормальной жесткости валов,

$K_\kappa = K'_\kappa = 1,2$ —при консольном креплении шестерен, а также при недостаточной жесткости валов,

Пример А $K_\kappa = K'_\kappa = 1$.

Пример Б $K_\kappa = K'_\kappa = 1,2$.

12. Коэффициенты приложения нагрузки и характера излома— K_u и коэффициенты трения K_{ν}

а) При расчетах на выносливость прямозубых зубчатых колес необходимо определять два произведения:

$$K_{uI} K_{\nu I} \quad \text{и} \quad K_{uII} K_{\nu II},$$

K_{uI} —коэффициент разгрузки зуба при контакте в вершине за счет работы соседнего зуба

$$K_{uI} = 0,4 + 0,6 \frac{\Delta b_c}{P_p}; \quad P_p = \frac{2M_p}{m_s z},$$

Δ —расчетная ошибка шага в микронах,

b_c —средняя ширина зубчатых колес в миллиметрах.

Если при расчетах произведение $\Delta b_c > P$, то необходимо принять $K_{uI} = 1$, а K_{uII} рассчитывать не следует.

$K_{\nu I}$ —коэффициент, учитывающий трение при приложении силы к вершине зуба;

$K_{\nu I} = 0,9$ —для ведомого колеса,

$K_{\nu I} = 1,1$ —для ведущего колеса.

K_{uII} —отношение двух коэффициентов напряжений изгиба, а именно: коэффициента при контакте в крайней точке участка зацепления одной пары зубьев к коэффициенту при контакте в вершине зуба.

В первом приближении

$$K_{uII} = \frac{h_m}{h}; \quad h_m = h \mp (R_{e1} - R_{m1}); \quad \text{знак } + \text{ относится к внутреннему зацеплению};$$

$R_{м1}$ —радиус, соответствующий крайней точке участка зацепления одной пары зубьев

$$R_{м1} = \frac{d_{01}}{2 \cos \alpha_{м1}},$$

$$\alpha_{м1} = \arctg \left[\operatorname{tg} \alpha_s + \frac{z_2}{z_1} (\operatorname{tg} \alpha_{e2} - \operatorname{tg} \alpha_s) + \frac{2\pi}{z_1} \right],$$

знак $+$ относится к внутреннему зацеплению

$$\alpha_{e2} = \arccos \frac{d_{o2}}{D_{e2}},$$

где d_o — диаметр основной окружности,
 D_e — диаметр окружности выступов.

При расчетах коэффициентов $K_{м1}$ и $K_{м11}$ для прямозубых конических колес в приведенные выше формулы, вместо величин m_s , h , R_{e1} , d_{o1} , d_{o2} , z_1 , z_2 и D_{e2} следует подставлять соответственно величины m_{scp} , h_{cp} , $R_{e1эк}$, $d_{o1эк}$, $d_{o2эк}$, z_{1np} , z_{2np} , $D_{e2эк}$. В данном случае индекс „1“ относится к рассчитываемому зубчатому колесу, индекс „2“ — к сопряженному.

$K_{п11}$ — коэффициент, учитывающий трение при приложении нагрузки к крайней точке участка зацепления одной пары зубьев,
 $K_{п11} = 0,85$ —для ведомого колеса,
 $K_{п11} = 1,15$ —для ведущего колеса.

После определения произведений $K_{м1} \cdot K_{п1}$ и $K_{м11} \cdot K_{п11}$ устанавливается опасная точка приложения нагрузки, т. е. устанавливается, когда возникают большие напряжения — при приложении усилия в вершине зуба с учетом работы соседнего зуба или при приложении усилия к крайней точке участка зацепления одной пары зубьев.

Коэффициенты, входящие в большее произведение, и принимаются в качестве расчетных.

б) При расчетах косозубых колес (цилиндрических и конических) следует определять только произведение $K_{м11} \cdot K_{п11}$, заменяя косозубые колеса эквивалентными им прямозубыми колесами.

Если $\beta > 20^\circ$, то в первом приближении, можно принимать $K_u = \cos^2 \beta$, для ведущих колес $K_{п1} = 1,1$, для ведомых — $K_{п1} = 0,9$.

Пример А

$$\Delta = 16_{м}; \quad b_c = \frac{21,4 + 21,4}{2} = 21,4; \quad K_{п1} = 0,9;$$

$$K_{м1} = 0,4 + 0,6 \frac{16 \cdot 21,4}{795} = 0,66; \quad K_{м1} \cdot K_{п1} = 0,66 \cdot 0,9 = 0,59;$$

$$\alpha_{e2} = \arccos \frac{120,75}{138,17} = 29^\circ 03';$$

$$\alpha_{м1} = \arctg \left[\operatorname{tg} 22^\circ 30' - \frac{36}{34} (\operatorname{tg} 29^\circ 05' - \operatorname{tg} 22^\circ 30') + \frac{2\pi}{24} \right] = 24^\circ 50';$$

$$R_{м1} = \frac{80,45}{2 \cos 24^\circ 50'} = 44,35 \text{ мм}; \quad h_{м1} = 8,15 - (47,16 - 44,35) = 5,34 \text{ мм};$$

$$K_{м11} = \frac{5,34}{8,15} = 0,66; \quad K_{п11} = 0,85; \quad K_{м11} \cdot K_{п11} = 0,66 \cdot 0,85 = 0,56.$$

Пример Б

$$K_u = \cos^2 \beta = \cos^2 35^\circ = 0,672.$$

$$K_{п1} = 1,1.$$

13. Коэффициенты нагрузки K_n и K_n'

При умножении действительных напряжений на коэффициенты нагрузки получаются эквивалентные напряжения. K_n — производит пересчет действительных напряжений изгиба, действующих в течение любого числа циклов, при любых характерах цикла и размерах зуба на эквивалентные напряжения, изменяющиеся по знакопеременному симметричному циклу, действующие $2 \cdot 10^6$ циклов на зубья, соответствующие по своим размерам стандартным образцам.

K_n' — производит пересчет действительных контактных напряжений, действующих любое число циклов на эквивалентные напряжения, действующие 10^7 циклов.

Расчет коэффициентов K_n и K_n' следует производить по формулам

$$K_n = K_{n1} \cdot K_{n2}; \quad K_n' = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot T \cdot n \cdot a}{10^7}};$$

$$K_{n1} = \frac{\rho}{\varepsilon_m(1+\rho)} + \frac{\psi}{1+\rho}; \quad \rho = \frac{\sigma_a}{\sigma_m}; \quad \psi = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_\rho}{\sigma_0};$$

$$K_{n2} = \sqrt[9]{\frac{60 \cdot T \cdot n \cdot a}{2 \cdot 10^6}}.$$

В приведенных формулах

n — обороты зубчатого колеса в минуту на заданном режиме;

a — число циклов нагружений зуба за один оборот (для одной более нагруженной стороны зуба);

T — время работы на определенном режиме, т. е. при постоянных крутящем моменте и оборотах;

σ_m — среднее напряжение цикла; σ_a — амплитуда цикла;

ε_m — масштабный фактор.

Коэффициент K_{n1} следует определять в зависимости от механических характеристик металла и условий работы шестерен:

а) зубья работают в основном в одном направлении и

$$\rho = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = 1; \quad \text{то } K_{n1} = \frac{1}{2\varepsilon_m} + \frac{\psi}{2}$$

(такой коэффициент следует брать при расчете шестерен коробок передач автомобилей, если $\left(\frac{P_\kappa}{G_a}\right)_{\max} > 0,25$),

б) зубья работают обеими сторонами, но нагрузка и время работы в прямом направлении больше и

$$\rho = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = 3, \quad \text{то } K_{n1} = \frac{3}{4\varepsilon_m} + \frac{\psi}{4}$$

(такой коэффициент следует брать при расчете шестерен коробок передач автомобилей, если $\left(\frac{P_\kappa}{G_a}\right)_{\max} < 0,25$ и шестерен коробок передач тракторов),

в) если зубья работают примерно одинаковое время обеими сторонами и

$$\rho = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \infty, \quad \text{то } K_{n1} = \frac{1}{\varepsilon_m}$$

(такой коэффициент следует брать при расчете шестерен, расположенных за агрегатом, дающим передний и задний ход).

Пределы изменения K_{H2} и K_H' зависят от материала и термообработки.

Обычно после определенного числа циклов нагружения (базового числа циклов) кривая усталости приближается к прямой, параллельной оси абсцисс (рис. 15). Поэтому если число циклов превышает базовое число, то в формулы для K_{H2} и K_H' следует подставлять базовое число.

Для цементованных легированных сталей с поверхностной твердостью $R_c > 56$ можно принять

$$N_{\delta} = 2 \cdot 10^6 \quad \text{и} \quad N_{\delta}' = 25 \cdot 10^7.$$

Следовательно, $(K_{H2})_{\max} = 1$ и $(K_H')_{\max} = 3$.

Если суммарное действительное число циклов меньше определенных величин, то суммирования усталостных явлений не происходит и расчеты на выносливость производить не следует.

Для указанных выше сталей можно принимать: при расчетах на изгиб $(N_H)_{\min} = 2 \cdot 10^4$ циклов и при расчетах на контактную прочность $(N_H')_{\min} = 6 \cdot 10^5$.

Следовательно, $(K_{H2})_{\min} = 0,6$ и $(K_H')_{\min} = 0,4$.

Однако, если в расчетах применяется эквивалентное время, а не действительное и в то же время действительное число циклов превышает указанные величины, то $(K_{H2})_{\min}$ и $(K_H')_{\min}$ могут быть меньше 0,6 и 0,4.

Если рассчитываемые шестерни работают на различных режимах (на различных передачах), то все режимы необходимо привести к одному расчетному.

Как указывалось в §2 главы 1, вначале устанавливаются расчетные моменты на всех передачах и по графику (рис. 3) выбирается время работы также на всех передачах. Затем следует определять эквивалентное или расчетное время работы на каждой передаче, т. е. время работы на расчетном моменте; для этого необходимо умножать время на коэффициент времени K_{δ} или соответственно K_{δ}'

$$T_{\delta} = T_{\partial} \cdot K_{\delta} \quad \text{и} \quad T_{\delta}' = T_{\partial} \cdot K_{\delta}'.$$

Величины K_{δ} и K_{δ}' следует брать из рис. 5.

После того, как определено эквивалентное время работы на максимальном циклически изменяющемся крутящем моменте на всех передачах (на различных режимах), необходимо произвести „отбраковку“ отдельных передач. Отбраковка производится по величине напряжений.

Оставлять для расчетов следует лишь те передачи, действительные напряжения на которых

$$P_{\partial} = \left(\frac{q}{\rho} \right)_H \cdot K_{\partial}' K_{\kappa}' \quad \text{и} \quad \sigma_{\partial} = \sigma_H K_{\partial} \cdot K_{\kappa} \cdot K_{\mu} \cdot K_{\nu}$$

выше предела выносливости.

Для пояснения сказанного приведен рис. 15; на нем указаны области напряжений, которые следует учитывать при расчетах шестерен из легированных цементированных сталей 18ХГТ, 12ХНЗА и других аналогичных.

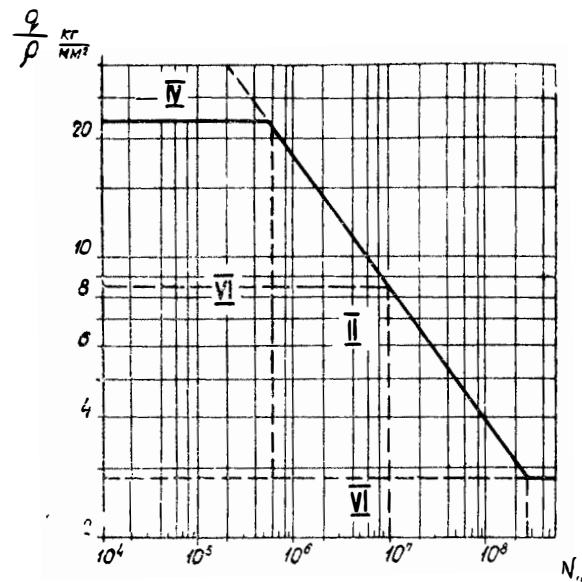
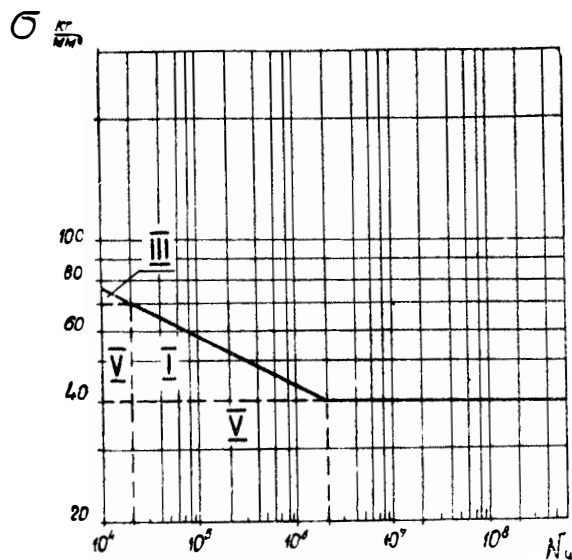


Рис. 15. Зависимость предельных напряжений от числа циклов нагружения для стали 12ХН3А.

- а) выносливость по напряжениям изгиба:
- I—область напряжений, учитываемых при расчетах на выносливость;
 - III—область напряжений, учитываемых при расчетах на прочность при динамических нагрузках;
 - V—область напряжений, не учитываемых при расчетах на изгиб (при наличии напряжения в областях I и III);

- б) выносливость по контактным напряжениям:
- II — область напряжений, учитываемых при расчетах на выносливость;
 - IV — область напряжений, учитываемых при расчетах на прочность при динамических нагрузках;
 - VI — область напряжений, не учитываемых при расчетах контактных напряжений при наличии напряжений в областях II и IV.

Если напряжение на всех передачах ниже предела выносливости, но число циклов больше приведенных величин, то напряжения на первой передаче приводятся как результирующие.

Если для расчетов остается несколько передач, то необходимо время работы на каждой передаче T_{pk} привести к эквивалентному времени работы на низшей передаче $T_{эк}$.

Пересчеты производятся по формулам:

$$T_{эк} = T_{pk} \cdot \left[\frac{(\sigma_n \cdot K_\partial \cdot K_\kappa \cdot K_u \cdot K_{\text{л}})_k}{(\sigma_n \cdot K_\partial \cdot K_\kappa \cdot K_u \cdot K_{\text{л}})_p} \right]^3 \cdot \frac{n_k}{n_p};$$

$$T_{эк}' = T_{pk}' \cdot \left[\frac{(\Pi_n \cdot K_\partial' \cdot K_\kappa')_k}{(\Pi_n \cdot K_\partial' \cdot K_\kappa')_p} \right]^3 \cdot \frac{n_k}{n_p}.$$

Затем определяется суммарное время

$$T_\Sigma = T_{\Sigma I} + T_{\Sigma II} + \dots; \quad T_\Sigma' = T_{\Sigma I}' + T_{\Sigma II}' + \dots$$

Суммарное время и подставляется в формулы для определения K_{H2} и K_H' .

Для уточненных расчетов необходимо коэффициенты времени определять не по рис. 5, а, как указано в главе 1 § 2, после отбраковки части нагрузок на каждой передаче.

Пример А

$$T_{\Sigma I} = 650; \quad T_p' = 650 \cdot 0,45 = 292;$$

$$T_p = 650 \cdot 0,36 = 234 \text{ (табл. 4);}$$

$$K_{H1} = 0,75 + \frac{0,2}{4} = 0,80;$$

$$K_H = 1 \cdot 0,80 = 0,80;$$

$$K_H' = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 292 \cdot 950}{10^7}} = 1,18; \quad K_{H2} = \sqrt[9]{\frac{60 \cdot 234 \cdot 950}{2 \cdot 10^6}} > 1;$$

$$K_{H2} = 1,0.$$

Пример Б

Время работы на передачах, коэффициенты времени и эквивалентное время приведены в табл. 4

Обороты шестерни

$$n_I = 208 \frac{\text{об}}{\text{мин}}; \quad n_{II} = 392 \frac{\text{об}}{\text{мин}};$$

$$n_{III} = 684 \frac{\text{об}}{\text{мин}}; \quad n_{IV} = 1300 \frac{\text{об}}{\text{мин}}; \quad n_V = 1600 \frac{\text{об}}{\text{мин}}.$$

Действительные контактные напряжения Π_∂

$$\text{I пер.} - 9,6 \cdot 1,2 = 11,5 \frac{\kappa\Gamma}{\text{мм}^2};$$

$$\text{II пер.} - 9,6 \cdot \frac{3,32}{6,24} \cdot 1,2 = 6,12 \frac{\kappa\Gamma}{\text{мм}^2};$$

$$\text{III пер.} - 9,6 \cdot \frac{1,90}{6,24} \cdot 1,2 \cdot 1,04 = 3,65 \frac{\kappa\Gamma}{\text{мм}^2};$$

$$\text{IV пер.} - 9,6 \cdot \frac{1,0}{6,24} \cdot 1,2 \cdot 1,15 = 2,12 \frac{\kappa\Gamma}{\text{мм}^2}.$$

Для стали 12Х2Н4А предел выносливости по контактным напряжениям равен $3 \kappa\Gamma/\text{мм}^2$.

Следовательно, при расчетах на контактную прочность необходимо учитывать I, II и III передачи.

$$T'_{pI} = 120 \cdot 0,12 = 14,4 \text{ час.}$$

Работу на II и III передачах приводим к режиму I передачи

$$T_{pII}' = 255 \cdot 0,225 = 57,4 \text{ час.}$$

$$T_{\partial II}' = 57,4 \left(\frac{6,12}{11,5} \right)^3 \cdot \frac{392}{208} = 16,4 \text{ час.}$$

$$T_{pIII} = 925 \cdot 0,375 = 347 \text{ час.}$$

$$T_{\partial III} = 347 \left(\frac{3,65}{11,5} \right)^3 \cdot \frac{684}{208} = 36,5 \text{ час.}$$

Суммарное время

$$T_{\partial}' = 14,4 + 16,4 + 36,5 = 67,3 \text{ час.}$$

Действительные напряжения изгиба $\sigma_{\partial и}$

$$I_{пер.} = 55,6 \cdot 1,2 \cdot 0,672 \cdot 1,1 = 49,3 \text{ кг·мм}^2;$$

$$II_{пер.} = 49,3 \frac{3,32}{6,24} \cdot 1,17 = 30,7 \text{ кг·мм}^2;$$

$$III_{пер.} = 20,3 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2}; \quad IV_{пер.} = 13,3 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2}; \quad V_{пер.} = 12,4 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2}.$$

При расчетах на выносливость по напряжениям изгиба следует учитывать работу только на I передаче, так как $\sigma_{-1} = 45 \div 55 \text{ кг/мм}^2$

$$K_{H1} = \frac{1}{\epsilon_M} = 1;$$

$$K_H = 1 \cdot 0,61 = 0,61;$$

$$K_{H'} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 67,3 \cdot 208}{10^7}} = 0,44; \quad K_{H2} = \sqrt{\frac{60 \cdot 120 \cdot 0,015 \cdot 208}{2 \cdot 10^6}} = 0,61.$$

14. Коэффициент максимальной динамической нагрузки— $K_{\partial M}$

$$K_{\partial M} = \frac{M_{\partial}}{M_p}.$$

M_{∂} —рассчитывается по рекомендации, приведенной в главе 1 § 2.

Пример А

$$M_{\partial} = 2M_c \cdot i_{III} = 2 \cdot 37 \cdot 1,69 = 125 \text{ кгМ}$$

$$K_{\partial M} = \frac{125}{34,6} = 3,61.$$

Пример Б

Данные динамической схемы

$$I_1' = 13,0; \quad I_1'' = 0,0925; \quad I_2' = 8,15; \quad I_2'' = 0,237;$$

$$e = 25,8 \cdot 10^{-4} \text{ кг}^{-1} \text{ см}^{-1};$$

$$M_{\varphi}' = 47,3 \text{ кгМ (табл. 35);} \quad M_c = 54,6 \text{ кгМ.}$$

Критические обороты

$$n_{кр} = 9,55 \cdot 5460 \sqrt{\frac{8,39 \cdot 25,8}{10^4 \cdot 0,0925 \cdot 8,48}} = 8650 \text{ об/мин}; \quad n_{кр} > \frac{2400}{1,5}.$$

Ограничивающие моменты:

$$1) M_{\partial}' = \frac{2400 \cdot 10^3}{9,55 \cdot 1,5 \cdot 25,8 \cdot 8,7} = 74,7 \text{ кгМ};$$

$$K = \sqrt{\frac{21,48 \cdot 10^4}{13,09 \cdot 8,39 \cdot 25,8}} = 8,7.$$

$$2) M_D'' = \frac{5970 \cdot 0,7 \cdot 0,485}{7,63 \cdot 0,93 \cdot 6,24 \cdot 0,97} + \frac{2400}{9,55 \cdot 1,5 \cdot 7,63 \cdot 6,24} \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot 2,56 \cdot 10^6}{219}} = 63,4 \text{ кгм};$$

$$3) M_D''' = 1,5 \cdot 54,6 = 81,9 \text{ кгм}.$$

Максимальный момент на карданном валу на I передаче

$$M_D = 63,4 \cdot 6,24 \cdot 0,97 = 383 \text{ кгм}.$$

$$\text{Принимаем } M_D = 400 \text{ кгм}; \quad K_{D.M} = \frac{400}{197} = 2,03.$$

15. Коэффициент приложения динамической нагрузки — $K_{ul.m}$

При расчетах на прочность по динамическим нагрузкам, как при расчетах на выносливость, необходимо определить два произведения: $K_{ul.m} \cdot K_{\mu I}$ и $K_{ul.m} \cdot K_{\mu II}$.

Только первый коэффициент $K_{ul.m}$ отличается по величине от K_{ul} , остальные коэффициенты одинаковы при расчетах на выносливость и прочность

$$K_{ul.m} = 0,4 + 0,6 \frac{\Delta \cdot b_c}{P_o \cdot K_{D.M}}.$$

Пример А

$$K_{ul.m} \cdot K_{\mu I} = 0,47 \cdot 0,9 = 0,42;$$

$$K_{ul.m} \cdot K_{\mu II} = 0,66 \cdot 0,85 = 0,56;$$

$$K_{ul.m} = 0,4 + 0,6 \frac{16 \cdot 21,4}{795 \cdot 3,61} = 0,47.$$

Для того, чтобы правильнее применять рекомендуемую методику, далее рассматриваются некоторые принципы, положенные в основу методики, и приводятся выводы отдельных коэффициентов.

Расчет на контактную выносливость в описанной методике производится по условному контактному напряжению

$$\Pi = \frac{q \cdot \gamma}{\rho} \frac{\text{кгс}}{\text{мм}^2},$$

а не по напряжениям на сжатие или сдвиг, как это рекомендуется некоторыми современными методиками, так как, во-первых, при известных контактных напряжениях Π , всегда легко определить напряжения на сжатие или сдвиг по любой методике:

$$\sigma_{сж} = 0,418 \sqrt{\frac{q \cdot \gamma}{\rho} E}; \quad \tau = 0,127 \sqrt{\frac{q \cdot \gamma}{\rho} E};$$

$$\tau = 0,145 \sqrt{\frac{q \cdot \gamma}{\rho} E}; \quad (11)$$

а, во-вторых, при расчетах по величине Π можно уменьшить расчетную работу.

Действительно, рассчитанные по этим формулам напряжения рекомендуется сравнивать с допускаемыми. Причем они определяются в данном случае не в зависимости от предельных основных внутренних напряжений, т. е. не так, как это требуется при общепринятом решении вопроса, когда предельное напряжение на сжатие или сдвиг делится на коэффициент запаса, а, исходя из предельной контактной напряженности и последующего расчета, по формулам (11).

Так поступать приходится потому, что контактная прочность шестерен определяется не только механическими свойствами сердцевин

зуба („внутренней напряженностью“, пределами усталости или прочности материала, из которого изготовлены шестерни), а зависит также от распределения твердости по сечению зуба, от качества поверхностного слоя и от других особенностей металла и детали.

Следовательно, какой смысл доводить расчет шестерен на контактную прочность до определения напряжений на срез или на сжатие, если потом их нельзя сопоставлять с предельными напряжениями, соответствующими известным механическим свойствам металлов?

Очевидно, для отдельных деталей, которые имеют рабочие контактирующие поверхности, нужно устанавливать и определять особые свойства металлов такие, чтобы при расчетах можно было бы параметр, характеризующий данное свойство, сравнивать с предельной величиной этого параметра. Рассмотрим, как же опытным путем устанавливается контактная прочность шестерен. Для этого на специальных стендах испытываются на контактную прочность ролики (или реже сами шестерни). При испытаниях ролики (с радиусами ρ_1 и ρ_2) шириной b прижимаются друг к другу силой P и затем вращаются с определенными различными оборотами.

Устанавливается зависимость параметра контактной напряженности Π от числа циклов нагружения:

$$q = \frac{P}{b}; \quad \frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}.$$

Таким образом, предельную контактную напряженность $\Pi_{\Pi} = \left(\frac{q}{\rho}\right)_{\Pi}$ можно считать новым контактно-механическим свойством материала. Основные существующие механические свойства материалов характеризуются, как известно, отношением силы к площади сечения и определяют внутреннюю напряженность; предлагаемое же контактно-механическое свойство материалов также характеризуется отношением силы к условной контактной площадке $b\rho$ (аналогия с удельным давлением $\frac{P}{b \cdot d}$) и определяет поверхностную напряженность детали.

Расчет шестерен на контактную прочность необходимо выполнять, сопоставляя $\Pi = \frac{q\rho}{\rho}$ — действительное с $\Pi_{\Pi} = \left(\frac{q}{\rho}\right)_{\Pi}$ предельным и $\Pi_{\max}$ — максимальное с $\Pi_{см}$ — соответствующим смятию рабочих профилей, т. е. по формулам (8) и (10).

При таком расчете отпадает необходимость и при определении действительных и при определении предельных напряжений дважды умножать контактную напряженность $\Pi = \frac{q}{\rho}$ на E , затем извлекать

квадратный корень и, наконец, умножать на отчасти спорные и отличные в различных методиках коэффициенты 0,418, 0,145, 0,127 и т. д., как это приходится делать при расчетах по формулам (11).

В рекомендуемой методике расчет на выносливость по напряжениям изгиба производится последовательно: сначала определяются номинальные (геометрические) напряжения, затем действительные и, наконец, эквивалентные.

Номинальные напряжения определяются по формуле

$$\sigma_n = \frac{P\sigma_1}{b\rho m_{ncp} \cos\beta} = \frac{2M\sigma_1}{b\rho m_{ncp}^2 z}.$$

В данной формуле σ_1 — коэффициент напряжений на изгиб; его рекомендуется определять, пользуясь гипотезой неискривления ломанных сечений.

Действительные напряжения на изгиб получаются умножением номинальных напряжений на четыре коэффициента: динамической нагрузки, концентрации напряжений по длине зуба, разгрузки и трения

$$\tau_o = \sigma_n \cdot K_o \cdot K_\kappa \cdot K_u \cdot K_\mu.$$

Коэффициент динамической нагрузки K_o учитывает влияние переменных динамических нагрузок на выносливость изгибу. Анализ существующих основных рекомендаций по определению K_o приведен в работе [9]. Расчеты коэффициента концентрации по длине зуба описаны в работах [4 и 5].

Следует остановиться несколько подробнее на коэффициенте разгрузки K_u . Как известно, величина напряжения на изгиб зависит от точки приложения нагрузки. Для расчетов необходимо знать максимальную величину напряжения, поэтому номинальные напряжения определяются при максимальном плече силы, т. е. при приложении нагрузки к вершине зуба.

Однако при приложении нагрузки к вершине зуба в зацеплении участвует еще одна пара зубьев (при коэффициенте перекрытия большем единицы). Усилие, таким образом, при зацеплении в вершине распределяется на две пары зубьев.

Распределение усилия зависит от точности зубчатых колес и от их упругости.

При абсолютной точности и одинаковой упругости усилие равномерно распределяется на обе пары; при этом номинальные напряжения при зацеплении в вершине будут уменьшаться в два раза, т. е. коэффициент разгрузки K_u будет равен 0,5. В действительности же за счет ошибки шага зацепления и различной упругости зубьев при зацеплении в различных точках коэффициент разгрузки будет иметь величину от 0,4 до 1,0.

Если коэффициент перекрытия меньше двух, то при перемещении точки контакта от вершины к полюсу зуб через некоторое время будет контактировать в точке „пересопряжения“, т. е. в точке, где вторая пара зубьев выйдет из зацепления и вся нагрузка будет передаваться одной парой зубьев. В точке „пересопряжения“ плечо приложения нагрузки меньше, чем в вершине зуба, и поэтому без предварительных расчетов нельзя сказать, в каком случае напряжение будет больше: при приложении нагрузки к вершине зуба (с учетом разгрузки за счет работы соседней пары зубьев) или при приложении нагрузки в точке пересопряжения.

Рассмотрим, чему равен коэффициент разгрузки при приложении нагрузки к вершине зуба с учетом упругости пар зубьев и ошибки основного шага (рис. 16).

Рис. 16. Совместная работа двух пар зубьев.

Обозначим: N — суммарное нормальное усилие; N_I — усилие между одной парой зубьев; N_{II} — усилие между второй парой зубьев и соответствующие прогибы δ_I и δ_{II} .

Тогда будем иметь (см. рис. 16): $N = N_I + N_{II}$.

При зацеплении зуба 2 вершиной, за счет ошибки основного шага Δ , зуб 4 не будет нагружен до тех пор, пока зубья 1 и 2 не прогнутся на величину Δ , после этого в работу вступят зубья 3 и 4 и между прогибами пар зубьев будет следующая зависимость:

$$\delta_I = \Delta + \delta_{II}, \quad \text{или} \quad \frac{N_I}{C_I \cdot b_c} = \Delta + \frac{N_{II}}{C_{II} \cdot b_c},$$

где Δ — ошибка основного шага, C_I и C_{II} — погонные жесткости пар зубьев.

$$\text{Примем } C_I = 12 \frac{\kappa \Gamma}{\mu \cdot \text{см}}; \quad C_{II} = 16 \frac{\kappa \Gamma}{\mu \cdot \text{см}}.$$

Выразим величину N_I через N

$$\frac{N_I}{C_I \cdot b_c} = \Delta + \frac{N - N_I}{C_{II} \cdot b_c}; \quad N_I = N \frac{\frac{1}{C_{II} \cdot b_c} + \frac{\Delta}{N}}{\frac{1}{C_I \cdot b_c} + \frac{1}{C_{II} \cdot b_c}}.$$

Обозначим отношение $\frac{N_I}{N}$ через K_{uI} , следовательно,

$$K_{uI} = \frac{N_I}{N} = \frac{C_I}{C_I + C_{II}} + \frac{\Delta \cdot b_c \cdot \cos \alpha \cdot C_I \cdot C_{II}}{P(C_I + C_{II})} \approx 0,4 + 6 \frac{\Delta b_c}{P}.$$

Если в последнее выражение b подставить в миллиметрах, то

$$K_{uI} = 0,4 + 0,6 \frac{\Delta b_c}{P}.$$

Следовательно, умножая напряжение на коэффициент разгрузки (K_{uI}), получаем действительное напряжение при зацеплении в вершине.

При быстром вращении за счет ошибок шага создается динамическая нагрузка. На первый взгляд может показаться, что не следует определять опасную точку, а необходимо весь расчет вести, считая силу приложенной либо к вершине, либо к точке пересопряжения, так как перераспределение нагрузок при входе зуба в контакт с учетом ошибок учитывает коэффициент динамической нагрузки. Однако это не так: при расчете необходимо знать „статическое“ напряжение, которое является некоторым уровнем, вокруг которого может колебаться динамическое напряжение. Поэтому наличие динамического коэффициента не исключает коэффициента разгрузки, а требует его применения.

Кроме окружного усилия, необходимо учитывать силу трения на поверхностях зубьев. Направление силы трения зависит от того, является ли колесо ведущим или ведомым. Одна и та же величина силы трения, приложенная в различных точках линии зацепления, по-разному влияет на величину напряжения. Все это нашло отражение в приведенных ранее рекомендациях.

Рассчитанные действительные напряжения необходимо сравнивать с пределом выносливости, соответствующим определенной асимметрии цикла и определенному числу циклов нагружения. Для сопоставления напряжений, подсчитанных для одной и той же машины, неудобно сопоставлять рассчитанные напряжения всякий раз со своими предельными напряжениями, а более целесообразно действительные напряжения, соответствующие определенным параметрам цикла и чис-

лу нагружений, заменять эквивалентными им по износному действию напряжениями, действующими определенное число циклов (например, $2 \cdot 10^6$ или 10^7 циклов) и изменяющимися по знакопеременному симметричному циклу.

Коэффициент, с помощью которого производится пересчет действительных напряжений, действующих любое число циклов, к эквивалентным, действующим определенное число циклов, обозначается $K_{н2}$ и определяется по формулам, приведенным на стр. 57.

Коэффициент, с помощью которого производится пересчет действительных напряжений, соответствующих определенному характеру цикла (определенной величине $\rho = \frac{\sigma_a}{\sigma_m}$), к эквивалентным напряжениям, соответствующим знакопеременному циклу, обозначается $K_{н2}$. Величина коэффициента $K_{н1}$ получается на основании следующих соображений.

Известно, что напряжения изгиба в зубьях могут быть или пульсирующими, ими знакопеременными, или изменяться по промежуточному циклу; для этих случаев

$$\sigma_{-1np} = \sigma_a + \psi \cdot \sigma_m; \quad \psi = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0},$$

где σ_{-1np} — приведенное знакопеременное напряжение;

σ_m — среднее напряжение цикла;

σ_a — амплитуда цикла;

или с учетом масштабного фактора $\sigma_{-1np} = \frac{\sigma_a}{\varepsilon_m} + \psi \sigma_m$.

Если обозначим $\frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \rho$, то

$$\sigma_{-1np} = \sigma_m \left(\frac{\rho}{\varepsilon_m} + \psi \right),$$

но так как действительное максимальное напряжение

$$\sigma_p = \sigma_a + \sigma_m = \sigma_m(1 + \rho),$$

то

$$\sigma_{-1np} = \sigma_p \left[\frac{\rho}{\varepsilon_m(1 + \rho)} + \frac{\psi}{1 + \rho} \right].$$

Следовательно, если необходимо перейти от напряжений σ_p к знакопеременному симметричному циклу, то необходимо σ_p умножать на $K_{н1}$, который определяется из выражения

$$K_{н1} = \frac{\rho}{\varepsilon_m(1 + \rho)} + \frac{\psi}{1 + \rho}.$$

5. Расчет подшипников качения автомобиля по предельным состояниям

Существующий метод расчета подшипников в общем машиностроении применяется и в автомобилестроении. Размер подшипников в автомобилестроении устанавливается по расчетам на долговечность. Под этим следует понимать вычисление с использованием коэффициента работоспособности; последний получается при обработке опытов по формальному замеру нагрузки и времени работы подшипника до

выхода его из строя или по полуэмпирическим формулам. Такой формально-статистический расчет на „долговечность“ без анализа видов износа, без анализа причин выхода из строя и без классификации нагрузок по результатам их действия на работоспособность современную практику не удовлетворяет. Для согласования с расчетами, применяемыми для других деталей, в настоящее время следует рекомендовать два расчета подшипников автомобилей и тракторов: 1) расчет по выносливости от выкрашивания рабочих поверхностей обойм; 2) расчет по сопротивляемости появлению остаточных деформаций. Первый расчет незначительно отличается от существующего расчета на долговечность: во-первых, в основу кладется не отвлеченный „коэффициент работоспособности“, а размерная величина—усилие, которое выдерживает подшипник в течение 10^6 оборотов, и, во-вторых, при расчетах производится классификация нагрузок для того, чтобы ряд больших и малых нагрузок непосредственно при суммировании усталостных явлений не учитывать.

Второй расчет состоит в том, что необходимо определить максимальную динамическую нагрузку, действующую на подшипник, интенсивность ее приложения, возможное число возникновения данной нагрузки и рассчитать остаточные деформации.

Рассмотрим подробнее, как следует производить два указанных расчета при проектировании новых узлов с подшипниками и при проверочных исследованиях.

При проектировании новых узлов с подшипниками для автомобилей или тракторов следует, прежде всего, установить особенности нагрузок, действующих на подшипник.

В § 2 главы 1 указываются области нагрузок, которые предварительно принимаются для расчетов на выносливость и на прочность, а в случае расчета подшипников—на выносливость и на появление остаточных деформаций при действии пиковых моментов.

Расчет на выносливость при проектировании новых узлов выполняется следующим образом:

1) вначале устанавливаются, исходя из 1-го нагрузочного режима, нагрузки, действующие на подшипник ($Q_1, Q_2, Q_3, \dots$), числа оборотов ($n_1, n_2, n_3, \dots$), время работы ($T_1, T_2, T_3, \dots$) на каждом режиме и условия работы $K_K, K_{T1}, K_{\sigma 1}, K_{T2}, K_{\sigma 2}$ и т. д.);

2) затем определяется либо требующаяся „кинематическая грузоподъемность“— Q_{KT} , (т. е. нагрузка, эквивалентная всем действующим нагрузкам, которую должен выдержать подшипник в течение одного миллиона оборотов), либо требующийся коэффициент работоспособности C_T , например, для радиального подшипника:

$$Q_{KT} = \sqrt[3,33]{Q_1^{3,33} \cdot \frac{60 \cdot n_1 \cdot T_1}{10^6} + Q_2^{3,33} \frac{60 \cdot n_2 \cdot T_2}{10^6} + \dots};$$

$$Q_1 = (K_K R_1 + m A_1) K_{T1} \cdot K_{\sigma 1} \text{ или } C_T = 18,5 Q_{KT};$$

3) по требующимся или кинематической грузоподъемности или коэффициенту работоспособности устанавливаются размеры подшипника и уточняется выбранный его тип.

В отечественных каталогах обычно указываются коэффициенты работоспособности— C .

В каталогах по подшипникам в большинстве зарубежных стран указывается кинематическая грузоподъемность, т. е. нагрузка, соответствующая 10^6 оборотам;

4) наконец, после выбора размера подшипника с определенной кинематической грузоподъемностью, производится уточнение произве-

денного расчета и определяется суммарное время работы подшипника; данный этап по существу является проверочным расчетом подшипника.

При проверочном расчете на выносливость вначале устанавливается нагрузочный режим подшипника, затем производится „отбраковка малых нагрузок“ и, наконец, рассчитывается фактическое суммарное число часов работы подшипника.

Малые нагрузки, которые не вызывают выкрашивания обойм подшипников, при чередовании нагружений и отдыха в течение срока, превышающего 5—10 лет, не следует учитывать при расчетах на выносливость. За 5÷10 лет подшипники легковых автомобилей работают примерно 2500 час и грузовых автомобилей—5000 час, что соответствует приблизительно 10^9 циклам нагружения. Данному числу циклов соответствует нагрузка, которую в дальнейшем будем называть граничной нагрузкой Q_g .

Опытами не проверялось, существует ли предел выносливости обойм на выкрашивание при чередующихся с отдыхом „небольших“ нагрузках, так как для этого потребовалось бы испытывать партию однотипных подшипников от 2 до 80 лет.

По аналогии с другими деталями можно предполагать, что такой предел выносливости существует. Такое допущение устраняет сомнительные расчеты на долговечность ряда подшипников, размеры которых выбираются по конструктивным соображениям или по расчетам на остаточные деформации (например, передних подшипников первичного вала коробки и ведущей конической шестерни двухступенчатого заднего моста, которые имеют расчетную долговечность 50000—900000 час). Рекомендательный выбор граничной нагрузки Q_g , соответствующей указанному ранее числу циклов, был обусловлен следующим: а) проведением аналогии подшипников с шестернями, для которых при твердости $H_{RC} = 64$, кривая усталости имеет перегиб при $14 \cdot 10^7$ циклов; (для подшипников данная величина увеличена примерно в 7 раз для учета увеличения начальной расчетной нагрузки по мере появления и роста зазора в подшипнике); б) анализом износов подшипников трансмиссий автомобилей—ряд подшипников не имеет износов по выкрашиванию обойм; в) особыми условиями работы автомобильных подшипников; число циклов 10^9 , как указывалось, примерно, соответствует расчетным числам часов работы подшипников; при превышении же расчетных чисел часов расчеты на долговечность не требуются.

Приближенно можно принимать, что

$$Q_g = \frac{Q_k}{6}.$$

Точный расчет граничной нагрузки производится, исходя из предельного числа циклов нагружения (10^9). Фактическое суммарное число часов работы подшипника определяется по формуле

$$T = (T_1 + T_2 + \dots + T_x) \left(\frac{Q_{KT}}{Q_g} \right)^{3,33},$$

где

Q_{KT} — требующаяся кинематическая грузоподъемность, определяемая по приведенной ранее формуле, но при суммировании без „малых нагрузок“ (т. е. без нагрузок меньших Q_g);

T_x — число часов холостого вращения за время вращения под нагрузкой.

Метод расчета подшипников на выносливость никак нельзя назвать расчетом по допускаемым напряжениям или по коэффициентам запаса. Он основан на использовании „кинематической грузоподъемности“ или коэффициента работоспособности, которые определяются либо при обработке опытных данных, либо по полуэмпирическим формулам. Причем рекомендуемые кинематические грузоподъемности (или коэффициенты работоспособности) соответствуют 10% выходу из строя подшипников, т. е. так же, как и в случае расчета шестерен, обычное представление о коэффициентах запаса отсутствует. Далее по кинематической грузоподъемности и соответствующим формулам можно рассчитывать зависимость напряжений сжатия от числа циклов нагружения; однако эта зависимость получается совершенно иной, чем для образцов из тех же материалов. Это говорит о том, что нельзя связывать работоспособность подшипников только с одним элементарным механическим свойством или пределом выносливости при сжатии или пределом выносливости при сдвиге; необходимо установить и ввести в расчеты новый параметр, характеризующий „контактно-механические“ свойства металлов. Кинематическая грузоподъемность или коэффициент работоспособности подшипника, которые суммарно учитывают контактно-механические свойства всех деталей подшипника, не удовлетворяют современной практике; необходимо установить границы и характер нагрузок, вызывающих различные виды износов, а также контактно-механические характеристики поверхностей, на основании которых вычислять кинематическую грузоподъемность в каждом конкретном случае.

Как при проектировочном, так и при проверочном расчете необходимо определять ряд коэффициентов K_k , m , K_T , K_b , которые входят в формулу для вычисления кинематической грузоподъемности.

Коэффициенты K_k , m и K_T определяются по существующим рекомендациям и их выбор и расчет особых затруднений не вызывают.

Наибольшее затруднение при расчетах на выносливость автомобильных подшипников вызывают выбор коэффициентов, учитывающих характер нагрузки K_b .

Ведомственная нормаль для определения расчетной долговечности подшипников автомобилей (Н—51—47) рекомендует принимать $K_b = 1$, а затем для получения действительной долговечности умножать расчетную долговечность на коэффициент коррекции, который принимать $K = 0,15$ для подшипников:

а) ведомой конической шестерни моста; б) вала редуктора моста; в) чашек дифференциала и г) колес и $K = 1$ — для всех остальных подшипников. Введение коэффициента коррекции 0,15 аналогично рекомендации принимать для перечисленных подшипников $K_b = 1,76$, так

$$\text{как } \frac{1}{1,76^{3,33}} = 0,15.$$

В учебном пособии „Основы расчета шасси тракторов и автомобилей“ (Курганов, 1953 г.) приведена иная и недостаточно определенная рекомендация:

для подшипников коробок передач автомобилей и тракторов $K_b = 1,3 \div 1,5$;

для подшипников колес — $K_b = 1,3 \div 1,8$.

Расчет подшипников отечественных автомобилей и тракторов с последующим анализом и сопоставлением с данными практики показывают на настоятельную необходимость усовершенствования их.

Необходимо исследовать влияние вибрационных нагрузок на контактную выносливость, учитывать жесткость (перекосы) валов и за-

зоры в подшипниках при расчете последних, а также определять кинематическую грузоподъемность в зависимости от условий работы (предполагаемого вида износа) и контактных свойств металлов, из которых изготовлены детали подшипника.

Однако ввиду отсутствия опытов по учету всех указанных факторов, в настоящее время для единообразия и сопоставимости расчетов необходимо выполнять расчеты на выносливость от выкрашивания следующим образом:

1) в качестве расчетного момента принимать максимальный момент двигателя с соответствующими ограничениями, т. е. так, как это рекомендуется в § 2 Главы (первый нагрузочный режим);

2) время работы на отдельных передачах выбирать в зависимости от назначения и типа автомобиля, а также удельных тяговых усилий (табл. 4 и рис. 3);

3) изменение величин максимальных моментов по времени и характер отдельных циклов учитывать так, как рекомендовано в § 2.

4) динамические нагрузки учитывать следующим образом:

а) для коробок передач автомобилей и тракторов принимать $K_{\delta} = K_{\delta}'$, т. е. коэффициент безопасности считать равным среднему коэффициенту динамической нагрузки при расчетах на контактную выносливость зубьев;

б) для подшипников неподрессоренных агрегатов автомобиля, на которых вращаются сравнительно большие массы (подшипники задних мостов автомобилей, за исключением подшипника ведущей конической шестерни), расчеты производить с учетом работы на всех передачах и принимать $K_{\delta} = 1,8$.

Расчет по сопротивляемости появлению остаточных деформаций или расчет на динамические нагрузки в настоящее время еще недостаточно разработан. Однако расчеты подшипников существующих машин и анализ их действительной работоспособности позволяют утверждать, что максимальная динамическая нагрузка на подшипник трансмиссии автомобиля не должна превышать двойной статической нагрузки, указанной в каталоге.

В качестве примера приведены расчеты подшипников коробок передач ЯАЗ-200 (при установке ее на автомобиль ЯАЗ-210) и ЗИЛ-150.

Расчетные режимы помещены в табл. 8.

В табл. 10 дан расчет усилий, действующих между зубьями шестерен в коробках передач ЯАЗ-200 и ЗИЛ-150. В этой же таблице приведен расчет дополнительных динамических усилий. Величины динамических усилий определялись по формуле, приведенной на 53 стр., по коэффициентам из табл. 7.

Приближенный расчет отношений моментов инерции масс, жестко связанных с шестернями, к моментам инерции самих шестерен приведен в табл. 9. Расчет реакций опор помещен в табл. 11 и 12, а расчет на выносливость подшипников в табл. 13 и 14.

Для рассчитываемых коробок передач средние коэффициенты динамической нагрузки определяются по данным табл. 10 следующим образом:

для ЗИЛ-150

$$K_{\delta} = \sqrt[3,33]{\frac{1,15^{3,33} + 1,02^{3,33} + 1,12^{3,33} + 1,16^{3,33} + 1,16^{3,33}}{5}} = 1,12$$

или приближенно

$$K_{\delta} = \frac{1,15 + 1,02 + 1,12 + 1,16 + 1,16}{5} = 1,12;$$

для ЯАЗ-210

$$K_{\Sigma} = \frac{1,23 + 1,10 + 1,13 + 1,23 + 1,25}{5} = 1,19.$$

Расчет максимальных нагрузок, действующих на подшипники, помещен также в табл. 13 и 14.

Таблица 8

Расчетные режимы для коробок передач автомобилей ЯАЗ-210 и ЗИЛ-150

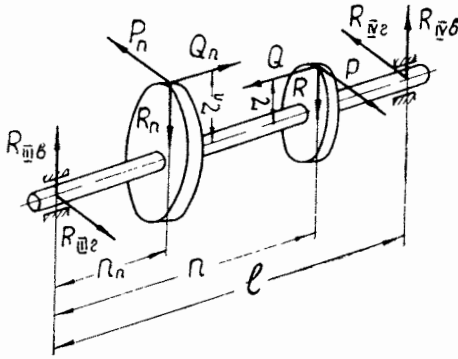
Режимы	ЯАЗ—210	ЗИЛ—150
первый	$M_{мд}=71 \text{ кгМ}; \quad n_p=1300 \text{ об./мин}$	$M_{мд}=32,6 \text{ кгМ}; \quad n_p=1300 \text{ об./мин}$
второй	Моменты на первичном валу коробки при включении различных передач	
	$i_{ред}=1,07 \quad M_{\partial I}=184 \text{ кгМ};$ $M_{II}=M_{III}=M_{IV}=M_V=260 \text{ кгМ};$ $M_c=130 \text{ кгМ};$ $K_{\partial I}=\frac{184}{71}=2,59;$ $K_{\partial II-V}=\frac{260}{71}=3,66.$	$M_I=63,4 \text{ кгМ};$ $N_{II}=M_{III}=M_{IV}=M_V=109,2 \text{ кгМ};$ $M_c=54,6 \text{ кгМ};$ $K_{\partial I}=\frac{63,4}{32,6}=1,94;$ $K_{\partial II-V}=\frac{109,2}{32,6}=3,35.$

Таблица 9

Приближенный расчет масс, жестко связанных с шестернями

Коробки передач ЗИЛ-150	
$\theta_{II} \approx \frac{6}{5} \left[\left(\frac{16}{22} \right)^4 + \left(\frac{31}{22} \right)^4 + \left(\frac{44}{22} \right)^4 + \frac{1}{2} \left(\frac{38}{22} \right)^4 + \left(\frac{41}{22} \right)^4 \right] = 44$	
$\theta_{III} \approx \left(\frac{41}{31} \right)^4 + \frac{1}{2} \left(\frac{38}{31} \right)^4 + \left(\frac{41}{31} \right)^4 + \left(\frac{16}{31} \right)^4 + \frac{5}{6} \left(\frac{22}{31} \right)^4 = 8,51$	
Коробка передач ЯАЗ-210	
$J_I = \frac{\pi r^4}{2} \cdot \frac{b\gamma}{g} = \frac{3,14 \cdot 3,4^4 \cdot 3,44 \cdot 0,0078}{2 \cdot 981} = 0,00575;$	
$J_{II} = \frac{3,14 \cdot 5,285^4 \cdot 3,4 \cdot 0,0078}{2 \cdot 981} = 0,0330;$	
$J_{III} = \frac{3,14 \cdot 7,84^4 \cdot 3,4 \cdot 0,0078}{2 \cdot 981} = 0,1605$	
$J_{nns} = \frac{3,14 \cdot 10,184^4 \cdot 3,25 \cdot 0,0078}{2 \cdot 981} = 0,436;$	
$J_{сала} = \frac{3,14 \cdot 3,28^4 \cdot 4,6 \cdot 0,0078}{2 \cdot 981} = 0,0665;$	
$J_V = \frac{3,14 \cdot 11,13^4 \cdot 3,24 \cdot 0,0078}{2 \cdot 981} = 0,623; \quad J_{om} = 0,03;$	
$\theta_I = \frac{J_{II} + J_{III} + J_{nns} + J_V + J_{сала} + J_{om}}{J_I} = \frac{1,349}{0,00575} = 234;$	
$\theta_{II} = \frac{1,322}{0,033} = 40; \quad \theta_{III} = \frac{1,195}{0,16} = 7,5$	

Схема вала и расстояния до опор

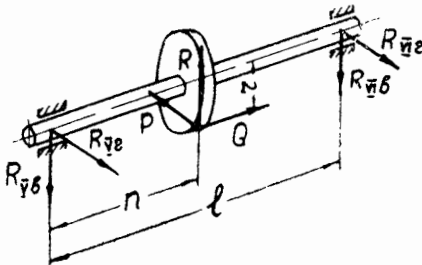


$$l = 344; n_n = 21$$

$$r_n = 85,4$$

Передачи	I	II	III	V
n	312	230	146	111
r	29,6	46,6	64,6	91,7

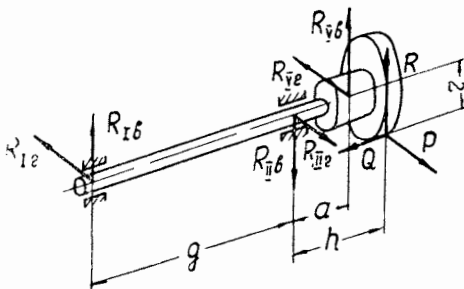
Рис. 17.
Схема сил, действующих на промежуточный вал коробки передач.



$$l = 331$$

Передачи	I	II	III	V
n	299	217	133	98
r	103,7	86,8	68,8	41,7

Рис. 18.
Схема сил, действующих на вторичный вал коробки передач.



$$g = 232$$

$$a = 20$$

$$h = 29$$

$$r = 47,9$$

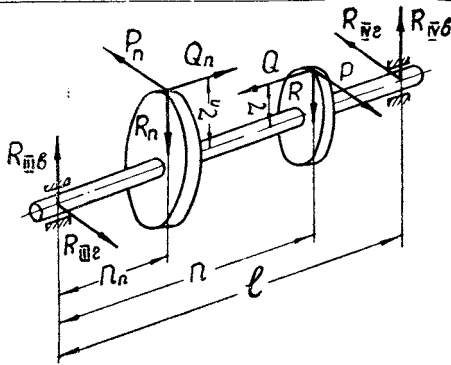
Рис. 19.
Схема сил, действующих на первичный вал коробки передач.

Таблица 11

автомобиля ЗИЛ-150 при М-32,6 кгм

Передача	Передняя опора вала				Задняя опора вала			
	$R_{гор}$	$R_{верт}$	$R_{сумм}$	Осевая сила Q	$R_{гор}$	$R_{верт}$	$R_{сумм}$	Осевая сила Q
I	458	335	569	—	1736	932	1970	330
II	226	443	497	—	794	493	934	330
III	123	600	612	—	341	219	405	106
V	211	555	594	—	164	127	207	22
I	190	88	209	—	1770	826	1950	—
II	430	201	475	—	820	382	905	—
III	538	188	570	—	362	278	456	436
V	447	193	487	—	188	136	232	308
I	69	16	70,8	—	561	425	703	330
II	48	7	48,5	—	300	547	625	330
III	39	8	39,8	—	183	533	564	330
V	46	7	46,5	—	281	539	607	330

Схема вала и расстояния до опор



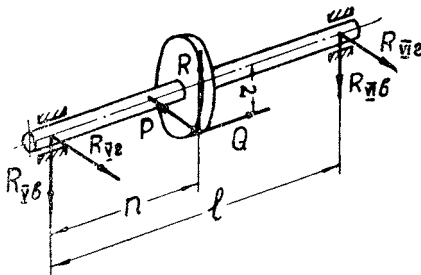
$$l = 460; n_n = 29;$$

$$m_n = 431; r_n = 101,8$$

Передачи	I	II	III	V
n	358	297	191	155
r	34	52,8	78,2	111,3

Рис. 17.

Схема сил, действующих на промежуточный вал коробки передач.

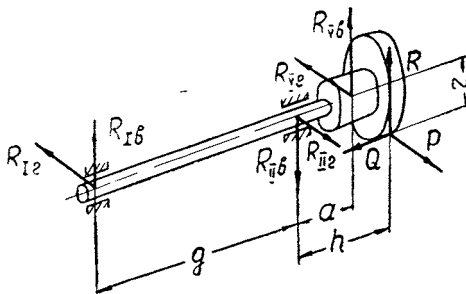


$$l = 436$$

Передачи	I	II	III	V
n	335	274	168	132
r	131,7	112,9	87,6	54,5

Рис. 18.

Схема сил, действующих на вторичный вал коробки передач.



$$g = 250$$

$$a = 32$$

$$h = 25$$

$$r = 63,9$$

Рис. 19.

Схема сил, действующих на первичный вал коробки передач.

Таблица 12

мобиля ЯАЗ-210 при М-71 кгМ

Передачи	Передняя опора вала				Задняя опора вала			
	$R_{гор}$	$R_{верт}$	$R_{сумм}$	Осевая сила Q	$R_{гор}$	$R_{верт}$	$R_{сумм}$	Осевая сила Q
I	303	701	763	—	2515	1360	2860	546
II	282	844	889	—	1310	672	1473	579
III	194	870	890	—	530	308	613	165
V	366	790	870	—	272	190	332	47
I	771	358	850	—	2552	1190	2815	—
II	794	80	798	—	1332	923	1632	1125
III	889	268	929	—	556	400	685	711
V	709	264	755	—	308	204	368	499
I	65	38	75	—	404	831	924	546
II	63	66	91	—	379	524	647	546
III	53	47	71	—	274	731	781	546
V	78	47	86	—	473	723	867	546

Исходные данные и силы, действующие на шестерни КПП ЯАЗ-200 и ЗИЛ-150

для условий: КПП ЯАЗ-200 работает при $M_{дв. \max} = 71$ кгм и $n_{дв} = 1300$ об./минКПП ЗИЛ-150 работает при $M_{дв. \max} = 32,6$ кгм и $n_{дв} = 1300$ об./мин

Наименование параметров	Обозначение параметров	КПП ЯАЗ-200 на автомобиле ЯАЗ-210					КПП ЗИЛ-150				
		Привод пром. вала	I	II	III	V	Привод пром. вала	I	II	III	V
Модуль по нормали	m_n	4,25	4,25	4,25	4,25	4,25	3,75	4,23, 3,75	4,23, 3,75	3,75	3,75
Число зубьев ведущей шестерни	z	27	16	22	33	47	23	14	22	31	44
Радиус делительной окружности	r	63,9	34,0	52,8	78,1	111,3	47,9	29,6	46,6	64,6	91,7
Передаточное число пары	i	1,59	3,88	2,14	1,12	2,04	1,78	3,50	1,86	1,06	2,20
Средняя расчетная ширина сопрягаемых зубчатых колес	b_c	3,25	3,35	3,42	3,40	3,37	2,95	2,80	2,60	3,00	3,00
Угол зацепления в нормальном сечении	α_n	17°30'	20°	17°30'	17°30'	17°30'	20°	20°	20°	20°	20°
Угол наклона винтовой линии зуба	β	26°10'37"	0°	27°47'45"	26°10'37"	26°10'37"	25°51'24"	0°	0°	25°51'24"	25°51'24"
Окружная скорость сопрягаемых зубчатых колес	v	8,70	2,91	4,51	6,68	9,52	6,53	2,26	3,56	4,94	7,00
Величины, учитывающие влияние присоединенных масс	θ	—	234	40	7,5	—	—	—	44	8,51	—
	λ	1	3,88	2,31	1,39	1	1	1	2,04	1,38	1
Окружное усилие	P	1110	3320	2140	1440	1020	682	1960	1250	900	635
Динамическая нагрузка на зуб	U	256	326	272	334	255	102	36	147	140	100
Коэффициент динамической нагрузки	$K_d = 1 + \frac{U}{P}$	1,23	1,10	1,13	1,23	1,25	1,15	1,02	1,12	1,16	1,16
Радиальная сила	$R = P \frac{\operatorname{tg}(\alpha_n + 5^\circ)}{\cos \beta}$	511	1550	1000	667	469	353	914	583	466	329
Осевая	$Q = P \operatorname{tg} \beta$	546	—	1125	711	499	330	—	—	436	308

Таблица 13

Расчет подшипников коробки передач автомобиля ЗИЛ-150 на долговечность и по остаточным деформациям ($M=32,6$ кгМ)

№ подшипника на рис. 17÷19	Номер, размеры подшипника и С	Q_K Q_r Q_{cm}	$R_n K_K A_n$ $m_n Q_n n_n$ $Q_{KT}^{3,33}$ $n=1300$ об.мин; $K_\delta=1,12$ $Q_{KT}^{3,33} = \frac{60}{10^6} n_n T_n (K_{rc} R_n + m_n A_n)^{3,33} K_\delta^{3,33}$				$Q_K^{3,33}$ $\Sigma Q_{KT}^{3,33}$	$Q_K^{3,33}$ $\left(\frac{Q_K}{Q_{KT}} \right)^{3,33}$ $T=5100$	Передача $Q_n \cdot K_{\delta n}$
			I передача и задний ход 20,7 час	II передача 53,6 час	III передача 324 час	V передача 1550 час			
II	50213 65×120×63 68000	3680 610 3300	703; 1; 330 1,5; 1198; 1300 $4,21 \cdot 10^{10}$	625; 1; 330 1,73; 1196; 1300 $10,9 \cdot 10^{10}$	564; 1; 330 1,73; 1135; 1300 $55,8 \cdot 10^{10}$	607; 1; 330 1,73; 1178; 1300 $297 \cdot 10^{10}$	$74,2 \cdot 10^{10}$ $368 \cdot 10^{10}$	1030	Вторая $1196 \cdot 3,35 =$ $= 4010$
III	12307K 35×80×21 54000	2920 490 2600	569; 1; — — — 730 $0,197 \cdot 10^{10}$	497; 1; — — — 730 $0,326 \cdot 10^{10}$	612; 1; — — — 730 $3,94 \cdot 10^{10}$	594; 1; — — — 730 $17,1 \cdot 10^{10}$	$34,43 \cdot 10^{10}$ $21,6 \cdot 10^{10}$	8130	Третья $612 \cdot 3,35 =$ $= 2050$
IV	50407 35×100×25 68000	3680 610 3100	1970; 1; 330 1,5; 2445; 730 $24,5 \cdot 10^{10}$	934; 1; 330 1,5; 1429; 730 $11,0 \cdot 10^{10}$	405; 1; 106 1,5; 564; 730 —	207; 1; 22 1,5; 240; 730 —	$74,2 \cdot 10^{10}$ $36,4 \cdot 10^{10}$	10400	Первая $2445 \cdot 1,94 =$ $= 4740$
V	64706 29,98×42×44,1	1300 ¹⁾ 220 1350	209; 1; — — — 1092 —	475; 1; — — — 908 $0,349 \cdot 10^{10}$	570; 1; — — — 612 $2,62 \cdot 10^{10}$	487; 1; — — — 305 $3,69 \cdot 10^{10}$	$2,32 \cdot 10^{10}$ $6,66 \cdot 10^{10}$	1770	Третья $570 \cdot 3,35 =$ $= 1910$
VI	503111 55×120×29 84000	4550 760 4100	1950; 1; — — — 208 $3,41 \cdot 10^{10}$	905; 1; — — — 392 $1,29 \cdot 10^{10}$	456; 1; 436 1,88; 1276 $43,0 \cdot 10^{10}$	232; 1; 308 1,88; 811; 1605 $106 \cdot 10^{10}$	$149,97 \cdot 10^{10}$ $153,7 \cdot 10^{10}$	4980	Третья $1276 \cdot 3,35 =$ $= 4280$

1) $Q_K = 0,6 \cdot 1,62 \cdot 120 \cdot 7 \cdot 39,6 \approx 1300$

Расчет подшипников коробки передач ЯАЗ-210 на долговечность и по остаточным деформациям ($M=71$ кгМ)

№ подшипника на рис. 17÷19	Номер, размеры подшипника и С	Q_K Q_F $Q_{ст}$	$R_n K_K A_n$ $n=1300 \text{ об./мин}; K_K=1,19$ $m_n Q_n n_n$ $Q_{KT}^{3,33} = \frac{60}{10^6} n_n T_n (K_K R_n + m_n A_n)^{3,33} K_0^{3,33}$				$Q_K^{3,33}$ $\Sigma Q_{KT}^{3,33}$	$T = 5100 \left(\frac{Q_K}{Q_{KT}} \right)^{3,33}$	Передача $Q_n \cdot K_{д.и}$
			I передача и задний ход 17,4 час	II передача 49,7 час	III передача 238 час	V передача 953 час			
II	217 85×150×28 98000	5300 880 5000	924; 1; 546 1,73; 1869; 1300 18,9·10 ¹⁰	647; 1; 546 1,88; 1674; 1300 37,4·10 ¹⁰	781; 1; 546 1,88; 1808; 1300 232·10 ¹⁰	867; 1; 546 1,73; 1812; 1300 935·10 ¹⁰	250,6·10 ¹⁰ 1220·10 ¹⁰	1050	Пятая 1812·3,66= =6640
III	292308 53,5×90×23 60000	3240 540 3000	763; 1; — — — 816 0,602·10 ¹⁰	889; 1; — — — 816 2,86·10 ¹⁰	890; 1; — — — 816 13,8·10 ¹⁰	870; 1; — — — 816 50,9·10 ¹⁰	48,9·10 ¹⁰ 68,2·10 ¹⁰	3660	Третья 890·3,66= =3260
IV	409 45×120×29 92000	4970 830 4400	2860; 1; 546 1,5; 3679; 816 113·10 ¹⁰	1473; 1; 579 1,5; 2344; 816 72,2·10 ¹⁰	613; 1; 165 1,5; 860; 816 12,3·10 ¹⁰	332; 1; 47 1,5; 402,5; 816 —	203·10 ¹⁰ 198·10 ¹⁰	5230	Первая 3679·2,59= =9530
V	64907 32×52×49	2070 ¹⁾ 340 2040	850; 1; — — — 1089 1,15·10 ¹⁰	798; 1; — — — 918 2,25·10 ¹⁰	929; 1; — — — 573 11,1·10 ¹⁰	755; 1; — — — 370 14,4·10 ¹⁰	11,04·10 ¹⁰ 28,9·10 ¹⁰	1950	Третья 929·3,66= =3400
VI	441 55×140×33 120000	6490 1080 6000	2815; 1; — — — 211 1,20·10 ¹⁰	1632; 1; 1125 1,88; 3747; 382 161·10 ¹⁰	685; 1; 711 1,88; 2022; 727 188·10 ¹⁰	368; 1; 499 1,88; 1306; 1670 404·10 ¹⁰	491,8·10 ¹⁰ 754·10 ¹⁰	3330	Вторая 3747·3,66= =13700

1) $Q_K=0,6 \cdot 1,62 \cdot 100,7 \cdot 10 \cdot 42,5=2070$

6. Выводы о применимости в автомобилестроении отдельных методов расчета

Для более правильного выполнения расчетов в автомобилестроении следует определить каждый из рассмотренных методов, разграничить их и установить области применимости.

Расчетом по допускаемому напряжению следовало бы называть только такие вычисления размеров деталей, при которых используется определенное табличное напряжение. Это допускаемое напряжение рекомендуется в некоторых машиностроительных справочниках в зависимости от материала и характера нагрузки, но без выяснения, каким путем и из каких механических характеристик оно получено. Такой расчет, как известно, страдает многими недостатками и на практике почти не применяется. Широкое распространение получили несколько видоизмененные расчеты с использованием напряжений, рассчитанных в аналогичных существующих деталях по определенным формулам. Эти напряжения ошибочно называть допускаемыми, их следует называть сравнительными, и ими можно пользоваться для первых ориентировочных подсчетов размеров деталей.

Расчетом по коэффициенту запаса называется вычисление размеров деталей, которое ведется с использованием действительного единого коэффициента запаса и $5 \div 15$ частных коэффициентов.

Для деталей машин определенного типа рекомендуется свой единый действительный коэффициент запаса. При данных расчетах используется непосредственно одна или несколько механических характеристик металла. Расчет по коэффициентам запаса основан на экспериментальных данных и теоретических исследованиях и является шагом вперед по сравнению с расчетом по допускаемым напряжениям.

При применении частных коэффициентов не следует вводить понятие о допускаемом напряжении; более обосновано все коэффициенты делить на две группы; с помощью одной определять предельное напряжение, с помощью другой — или действительное или эквивалентное напряжение и затем делением предельного на действительное (или эквивалентное) устанавливать запас прочности.

Необходимо избегать произвольного распределения частных коэффициентов; например, коэффициент динамической нагрузки нельзя включать в запас прочности, как это рекомендуется некоторыми пособиями.

Проверочные расчеты деталей существующих машин по коэффициентам запаса показали, что нет единых запасов даже в аналогичных деталях в одной и той же машине. Дальнейший анализ привел к выводу, что этого и не должно быть. Например, при расчетах на выносливость по контактным напряжениям шестерни пятой передачи коробок передач автомобилей не имеют запасов прочности, а шестерни первой передачи имеют запасы; при расчетах же на прочность по динамическим нагрузкам, наоборот, шестерни пятой передачи имеют большие запасы, а шестерни первой передачи — не имеют.

В то же время появился ряд расчетов деталей машин, при которых учитывается время работы, и поэтому применение коэффициентов запаса становится условным. Например, расчеты ряда деталей автомобиля показали, что можно принимать за расчетный срок 100 час и коэффициент запаса, 1,2 или расчетное время 200 час и коэффициент запаса, равный единице.

Многие и другие недостатки этого метода, как например, трудность определения единых коэффициентов, особенно при работе на нескольких режимах, заставили искать новые методы расчета.

Расчетом по предельному состоянию следует считать вычисление размеров деталей, основанное на анализе процесса перехода детали, узла и всей машины в состояние, при котором невозможна дальнейшая эксплуатация.

Кратко сопоставим расчеты по предельным состояниям в машиностроении и в строительном деле, в котором они впервые нашли применение.

Основные принципы расчетов по предельным состояниям в машиностроении и в строительном деле одни и те же. Целью расчетов в строительном деле и в машиностроении является установление размеров и материала детали, которые обеспечили бы работу ее в течение заданного срока без перехода в какое-либо предельное состояние. Деталь до полного выхода из строя обычно перестает удовлетворять эксплуатационным требованиям, поэтому вводится понятие о расчетном предельном состоянии.

Виды расчетных предельных состояний в машиностроении и строительном деле есть как общие, так и специфичные (рис. 1).

В строительном деле переход к расчетам по предельным состояниям связан с внедрением трех нормированных коэффициентов: перегрузки, однородности материала и условий работы, — взамен единого коэффициента запаса. Во многих работах показана большая обоснованность этого метода и в то же время невозможность и ошибочность применения единого коэффициента запаса.

В машиностроении перегрузка, однородность и условия работы также учитываются с помощью ряда частных коэффициентов. Все отдельные частные коэффициенты определяются по формулам, выведенным на базе теоретических и экспериментальных исследований. Так, например, однородность материала при расчете на выносливость контактных поверхностей шестерен и подшипников учитывается тем, что предельное напряжение выбирается равным напряжению, при котором выходит из строя по выкрашиванию 10% испытываемых деталей, а 90% сохраняют работоспособность. В данном случае имеется полная аналогия с расчетным сопротивлением в строительном деле, когда коэффициент однородности K определяется по формуле:

$$K = 1 - \frac{\alpha \sigma_{\text{ко}}}{\tau_{-1\text{ср}}},$$

где $\alpha \approx 2,5$;

$\sigma_{\text{ко}}$ — среднее квадратическое отклонение предела выносливости;

$\tau_{-1\text{ср}}$ — среднее значение предела выносливости.

Перегрузка при расчетах на выносливость учитывается коэффициентом динамической нагрузки, а условия работы — коэффициентами K_k , K_T , K_u , K_μ и другими. Затруднительно ввиду чрезвычайного многообразия материалов, конфигураций и условий работы деталей, нормировать все указанные коэффициенты.

Основными расчетами, описанными в данной работе, являются расчеты на выносливость и на прочность динамическим нагрузкам.

Расчеты на выносливость по предельным состояниям не требуют применения коэффициентов запаса. Но ввиду того, что некоторые коэффициенты рассчитываются приближенно, а ряд факторов не учитывается, то следует несколько увеличивать расчетное время при проектировании новых деталей.

Расчеты на прочность по максимальным динамическим моментам в некоторых случаях требуют применения действительных коэффициентов запаса.

Напряжения, возникающие в деталях под действием динамических нагрузок, можно сравнивать с пределом пропорциональности, условными пределами текучести $\tau_{0,015}$ или $\tau_{0,2}$ с пределом прочности, либо определять результаты действия динамических нагрузок. Расчеты и следует строить по тем параметрам, которые определяют переход конструкции в предельное состояние. Так как переход в предельные состояния отдельных деталей происходит по разным причинам, то расчеты необходимо строить различно. В работе рекомендуется при расчете по динамическим нагрузкам валов основываться на пределе пропорциональности или условном пределе текучести $\tau_{0,015}$, при расчете шестерен — на пределе прочности и при расчете подшипников — на остаточных деформациях.

Расчеты по предельным состояниям имеют преимущество по сравнению с другими методами. Оно заключается в том, что эти расчеты, во-первых, содействуют дальнейшему развитию и усовершенствованию конструкций машин, так как заставляют анализировать и устанавливать действительные причины выхода из строя деталей и на основе этих причин создавать новые конструкции и методы расчетов, а во-вторых, указывают на необходимость правильно использовать в существующих расчетах имеющиеся механические характеристики металлов, а для некоторых деталей установить новые механические характеристики.

Анализ методов расчета деталей автомобиля показывает, что несогласованность между методами расчетов, рекомендуемыми в общетехнических курсах (сопротивление материалов и детали машин), и методами, применяемыми в отдельных отраслях машиностроения, может быть устранена. В названных курсах желательно отразить происходящее изменение в современных расчетах деталей машин и перейти на расчеты по предельным состояниям.

Глава вторая

РАСЧЕТЫ ШЕСТЕРЕН ТРАНСМИССИЙ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ

В этой главе приведены расчеты шестерен трансмиссий автомобилей и тракторов по описанной методике. Расчет каждой шестерни входит в пять табл. В первой приводятся исходные параметры шестерен и величины номинальных напряжений; в последующих таблицах — данные к расчетам и результаты расчетов: а) на выносливость по контактным напряжениям; б) на выносливость по напряжениям изгиба; в) на прочность при динамических нагрузках; г) на сопротивляемость смятию.

Рассчитанные величины напряжений представлены на четырех графиках (рис. 29—32).

Отдельно приведена таблица с предельными напряжениями для различных материалов (табл. 38).

1. Расчеты шестерен коробок передач ГАЗ—51, ЗИЛ—150 и ЯАЗ—210

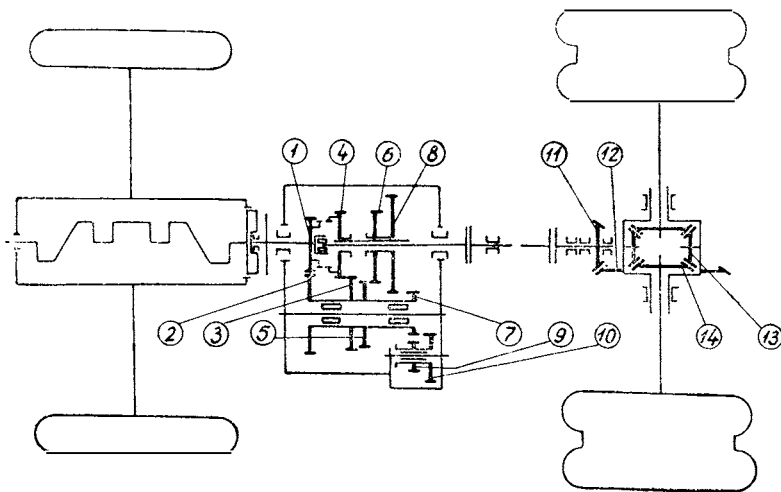


Рис. 20. Кинематическая схема трансмиссии автомобиля ГАЗ-51.

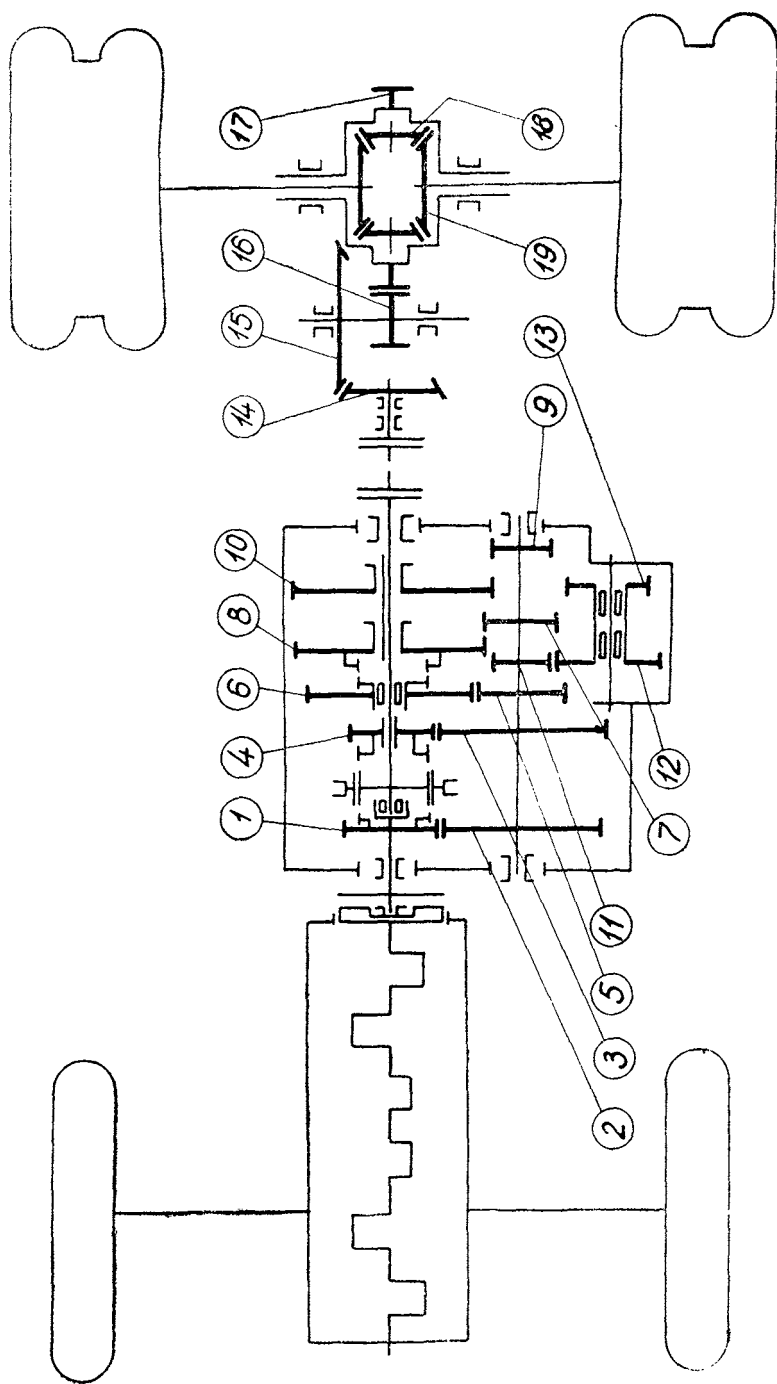


Рис. 21. Кинематическая схема трансмиссии автомобиля ЗИЛ-150.

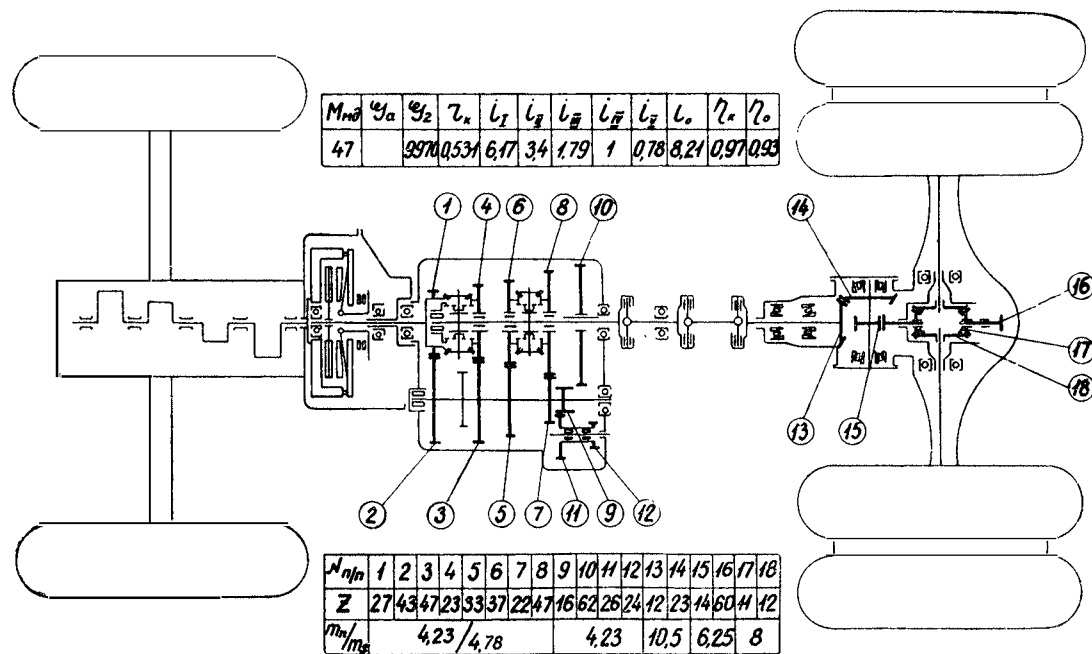


Рис. 22. Кинематическая схема трансмиссии автомобиля МАЗ-200.

Таблица 15

Расчет номинальных напряжений в зубьях шестерен коробок передач грузовых автомобилей

Марка автомобиля	Наименов. шестерни	$Z_{ш}/Z_k$	M_p кг/м	m мм	$b_{ш}/b_k$ мм	α_0	$\alpha_{оп}/\alpha_n$	b' мм	h мм	$\xi_{ши}/\xi_{нк}$	Z_{np}	σ_1'	K_h	K_α	σ_1	ϵ_s	A мм	b_p мм	σ_H кг/мм ²	P_H кг/мм ²	Номер рис. и шестерни
ГАЗ—51	ППВ	17/43	20,5	3,63	28,5/15,9	0	22°30'	15,9	8,15	—	17	3,85	1,0	0,93	3,58	—	108,90	24,0	27,3	5,34	20; 1
ЗИЛ—150		23/41	32,6	3,75	29,30	25°51'24"	20°	28,0	8,45	—	31,5	3,49	1,0	1,0	3,49	1,43	133,35	41,5	17,0	2,46	21; 1
ЯАЗ—210		27/43	71,0	4,25	32,5/32,5	26°10'37"	17°30'	31,0	9,56	—	37,5	3,43	1,0	1,07	3,67	1,43	165,75	46,7	22,9	3,17	22; 1
ГАЗ—51	I	17/43	51,8	3,63	27/20,6	0	22°30'	19,2	6,35	—	17	3,85	0,78	0,93	2,79	—	108,90	27,0	47,8	11,2	20; 7
ЗИЛ—150		14/49	58,1	4,23	28,28	0	20°	22,0	7,62	±0,325	14	3,54	0,8	1,0	2,83	—	133,35	28,0	47,0	12,0	21; 9
ЯАЗ—210		16/62	113,0	4,25	63/32	0	20°	26,5	7,90	—	16	3,91	0,825	1,0	3,22	—	165,75	39,9	63,1	14,45	22; 9
ГАЗ—51	II	27/33	51,8	3,63	19,19	0	22°30'	13,5	8,15	—	27	3,54	1,0	0,93	3,28	—	108,90	19,0	50,3	8,20	20; 5
ЗИЛ—150		22/41	58,1	4,23	26,26	0	20°	20,0	7,62	±0,143	22	3,51	0,8	1,0	2,80	—	133,35	26,0	31,8	6,40	21; 7
ЯАЗ—210		22/47	113,0	4,25	38/30,5	27°47'45"	17°30'	29,8	9,56	—	31,8	3,48	1,0	1,07	3,72	1,40	165,75	54,1	39,1	6,96	22; 7
ГАЗ—51	III	24/36	34,5	3,63	21,4/21,4	0	22°30'	17,0	8,15	—	24	3,61	1,0	0,93	3,36	—	108,90	21,4	34,3	5,04	20; 4
ЗИЛ—150		31/33	58,1	3,75	30/30	25°51'24"	20°	29,5	8,45	—	42,5	3,40	1,0	1,0	3,4	1,44	133,35	43,2	21,0	2,84	21; 5
ЯАЗ—210		33/37	113,0	4,25	34/34	26°10'37"	17°30'	32,5	9,56	—	45,6	3,39	1,0	1,07	3,62	1,44	165,75	49,3	27,8	3,76	22; 5
ГАЗ—51	V	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
ЗИЛ—150		20/44	26,4	3,75	30,30	25°51'24"	20°	29	8,45	±0,214	27,4	3,39	1,0	1,0	3,39	1,40	133,35	42,0	15,1	2,37	21; 4
ЯАЗ—210		23/47	55,3	4,25	35/32,5	26°10'37"	17°30'	31,8	9,56	—	31,8	3,48	1,0	1,07	3,72	1,42	155,75	50,0	19,8	3,04	22; 4
ГАЗ—51	Задн. ход	17/22	51,8	3,63	27/19	0	22°30'	16,7	6,35	—	17	3,85	0,78	0,93	2,79	—	70,75	27,0	47,8	16,3	20; 7
ЗИЛ—150		16/27	58,1	4,23	32,26	0	20°	26	7,62	±0,160	16	3,69	0,8	1,0	2,95	—	91,0	32,0	37,4	9,70	21; 11
ЯАЗ—210		16/26	113,0	4,25	63/26	0	20°	24,3	7,90	—	16	3,91	0,825	1,0	3,22	—	89,25	41,8	60,0	20,2	22; 9
ГАЗ—51	Задн. ход	18/43	67,1	3,63	20,6/20,6	0	22°30'	18,2	6,35	—	18	3,81	0,78	0,93	2,76	—	110,65	20,6	75,8	13,9	20; 10
ЗИЛ—150		22/49	98,1	4,23	24,5/28	0	20°	22	7,62	±0,325	22	3,38	0,8	1,0	2,70	—	150,28	24,5	54,9	9,25	21; 13
ЯАЗ—210		24/62	183,5	4,25	26,8/32	0	20°	23,8	7,90	—	24	3,61	0,825	1,0	2,98	—	182,75	26,8	94,1	12,8	22; 12

Расчет параметров контактной прочности шестерен коробок передач грузовых автомобилей

Марка автомобиля	Наим. шест.	$Z_{ш}/Z_k$	$n_{об}/мин$	$V_{м/сек}$	P кГ	θ	λ	U кГ	K_{θ}'	$\Pi_{\theta}^{2)}$ кГ/мм ²	T час	K_{θ}'	$T_{экв}'$	K_H'	Π кГ/мм ²
ГАЗ—51	ППВ	17/43	1600	5,16	666	—	1	49	1,07	5,71	1075	—	384,2	1,54	8,79
ЗИЛ—150		23/41	1300	6,53	682	—	1	102	1,15	2,83	4500	—	1977,2	2,47	7,00
ЯАЗ—210		27/43	1300	8,70	1110	—	1	256	1,23	3,90	—	—	1289,8	2,15	8,38
ГАЗ—51	I	17/43	632	2,04	1680	—	1	17,6	1,01	11,3	175 ¹⁾	—	18,7	0,41	4,63
ЗИЛ—150		14/49	730	2,26	1960	—	1	36	1,02	12,2	120	0,120	14,4	0,40	4,88
ЯАЗ—210		16/62	816	2,91	3320	234	3,88	326	1,10	16,3	—	—	12,5	0,39	6,36
ГАЗ—51	II	27/33	632	3,24	1060	9,62	1,48	66,5	1,06	8,69	250	0,295	73,8	0,65	5,65
ЗИЛ—150		22/41	730	3,56	1250	44	2,04	147	1,12	7,16	255	0,225	57,4	0,63	4,51
ЯАЗ—210		22/47	816	4,51	2140	40	2,31	272	1,13	7,87	—	—	53,7	0,64	5,04
ГАЗ—51	III	24/36	950	4,33	794	—	1	58	1,07	5,39	650	0,450	292	1,18	6,36
ЗИЛ—150		31/33	730	4,94	899	8,51	1,38	140	1,16	3,29	925	0,375	347	1,15	3,78
ЯАЗ—210		33/37	816	6,68	1440	7,5	1,39	334	1,23	4,62	—	—	243	1,06	4,90
ГАЗ—51	V	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
ЗИЛ—150		20/44	1605	7,00	635	—	1	100	1,16	2,75	3100	0,500	1550	2,47	6,79
ЯАЗ—210		23/47	1667	9,52	1020	—	1	255	1,25	3,80	—	—	972	2,13	8,09
ГАЗ—51	Задн. хода	17/22	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
ЗИЛ—150		16/27	730	2,59	1720	133,53	1,94	105	1,06	10,3	100	0,084	8,4	0,33	3,40
ЯАЗ—210		16/26	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
ГАЗ—51	Задн. хода	18/43	488	1,67	2050	2,24	2,43	43	1,02	14,2	75	0,072	5,4	0,25	3,55
ЗИЛ—150		22/49	432	2,11	2110	2,26	1,54	51,5	1,02	9,44	100	0,084	8,4	0,28	2,64
ЯАЗ—210		24/62	502	2,68	3600	1,38	1,42	108	1,03	13,2	—	—	8,6	0,30	3,96

Примечания. 1) Время работы на первой передаче и заднем ходу. 2) При расчетах принималось $K_K' = 1,0$.

Таблица 17

Расчет напряжений изгиба в корнях зубьев шестерен коробок передач грузовых автомобилей

Марка автомобиля	Наим. шест.	$Z_{ш}, Z_k$	b_c см	$\sigma_{\text{изг}}$ кг/см ²	$\Delta \mu c$	K_d $K_{d\max}$	K_{uI}	K_{uII}	K_{uIII}	K_{uIV}	σ_d кг/мм ²	ψ	K_{H1}	K_{H2}	$T_{\text{эк}}$ час	K_{H2}	σ_u кг/мм ²
ГАЗ—51	ППВ	17/43	1,93	11,6	16	1,80/1,54	0,67	1,1	0,66	1,15	31,9	0,20	0,80	—	270,1	1,00	25,5
ЗИЛ—150		23/41	2,95	11,6	20	1,91/1,82	0,81	1,1	—	—	27,5	0,25	0,81	—	1625,7	1,00	22,3
ЯАЗ—210		27/43	3,25	11,6	36	1,99/1,99	0,80	1,1	—	—	40,1	0,25	0,81	—	998,1	1,00	32,5
ГАЗ—51	I	17/43	2,38	12,0	16	1,29/1,27	0,53	1,1	0,83	1,15	58,0	0,20	0,60	—	2,125	0,70	24,4
ЗИЛ—150		14/49	2,80	12,0	20	1,30/1,34	0,54	1,1	0,83	1,15	58,4	0,25	0,62	0,015	1,8	0,70	25,3
ЯАЗ—210		16/62	3,35	12,0	36	1,32/1,44	0,62	1,1	0,78	1,15	74,8	0,25	0,62	—	3,5	0,70	32,5
ГАЗ—51	II	27/33	1,90	11,6	16	1,49/1,33	0,56	1,1	0,67	1,15	51,5	0,20	0,80	0,140	35,0	0,96	40,0
ЗИЛ—150		22/41	2,60	12,0	20	1,53/1,50	0,60	1,1	0,79	1,15	43,4	0,25	0,81	0,080	20,4	0,91	32,0
ЯАЗ—210		22/47	3,42	11,6	36	1,47/1,52	0,78	1,1	—	—	49,3	0,25	0,81	—	26,5	0,95	37,9
ГАЗ—51	III	24/36	2,14	11,6	16	1,68/1,50	0,66	0,9	0,66	0,85	30,1	0,20	0,80	0,360	234,0	1,00	24,4
ЗИЛ—150		31/33	3,00	11,6	20	1,68/1,63	0,81	1,1	—	—	30,4	0,25	0,81	0,225	208,0	1,00	24,6
ЯАЗ—210		33/37	3,40	11,6	36	1,75/1,79	0,80	1,1	—	—	42,8	0,25	0,81	—	185,0	1,00	34,7
ГАЗ—51	V	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
ЗИЛ—150		20/44	3,00	11,6	20	1,98/1,89	0,81	0,9	—	—	20,8	0,25	0,81	0,450	1395	1,00	16,8
ЯАЗ—210		23/47	3,37	11,6	36	2,09/2,11	0,80	0,9	—	—	29,8	0,25	0,81	—	782	1,00	24,1
ГАЗ—51	Задн. ход	17/22	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
ЗИЛ—150		16/27	2,90	12,0	20	1,36/1,40	0,56	1,1	0,82	1,15	48,0	0,20	0,62	0,005	0,5	0,61	18,2
ЯАЗ—210		16/26	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
ГАЗ—51	Задн. ход	18/43	2,06	12,0	16	1,22/1,19	0,49	1,1	0,82	1,15	85,0	0,20	0,60	0,003	0,225	0,53	27,0
ЗИЛ—150		22/49	2,62	12,0	20	1,28/1,30	0,52	1,1	0,79	1,15	63,9	0,25	0,62	0,005	0,5	0,57	22,6
ЯАЗ—210		24/62	2,94	12,0	36	1,28/1,35	0,58	1,1	0,78	1,15	108,0	0,25	0,62	—	1,1	0,49	32,8

2. Расчеты шестерен коробок передач МЗМА-400, М-20, ГАЗ-12 и ЗИЛ-110

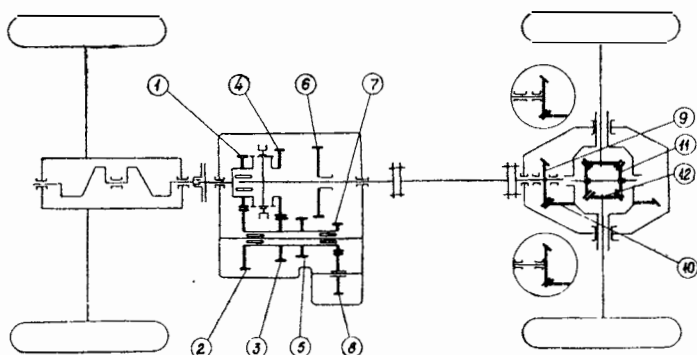


Рис. 23. Кинематическая схема трансмиссий автомобилей МЗМА-400, М-20 и ГАЗ-12.

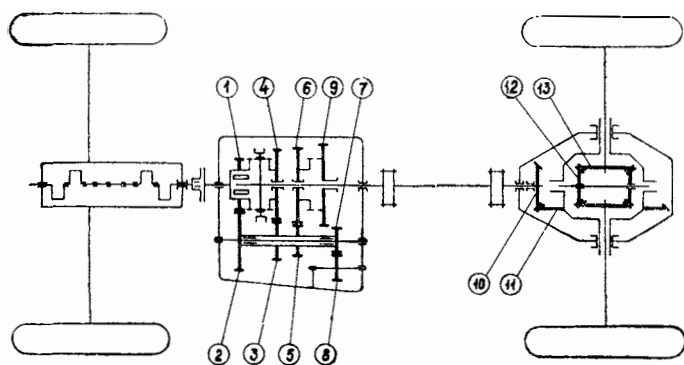


Рис. 24. Кинематическая схема трансмиссии автомобиля ЗИЛ-110.

Таблица 18

Расчет номинальных напряжений в зубьях шестерен коробок передач легковых автомобилей

Марка автомобиля	Наименов. шестерни	$Z_{ш}/Z_k$	M_p кгГМ	m_n мм	$b_{ш}/b_k$ мм	α_n	$\alpha_{оп}$	b' мм	h мм	$\xi_{ш/к}$	Z_{np}	σ_1'	K_h	K_a	σ_1'	ε_s	A мм	b_p мм	σ_H кгГ.мм ²	P_H кгГ.мм ²	Номер рис. и шестерни
МЗМА—400	ППВ	15/31	5,5	2,25	12,2 11,4	33°32'32"	17°30'	11,4	5,06	—	25,9	3,56	1,0	1,07	3,80	1,32	62,1	17,4	31,6	6,11	23;1
М—20		15/29	12,5	2,75	21,5 18,5	35°55'25"	16°30'	18,5	6,426	+0,342—0,342	28,3	3,33	1,04	1,10	8,81	1,26	74,6	30,1	27,9	5,79	
ГАЗ—12		15/29	21,5	2,75	21,5 18,5	35°55'25"	16°30'	18,5	6,426	+0,342—0,342	28,3	3,33	1,04	1,10	3,81	1,26	74,6	30,1	47,9	9,96	
ЗИЛ—110		17/26	37,0	3,00	25,5 24	46°31'40"	14°	24,0	7,8	+0,21—0,21	52,3	3,30	1,15	1,17	4,44	1,19	93,8	39,7	54,0	7,90	24;
МЗМА—400	I	17/29	11,4	2,50	14/13,5	22°11'33"	20°	9,0	5,625	+0,16—0,16	21,4	3,52	1,0	1,0	3,52	1,42	62,10	19,3	39,0	11,88	23;5
М—20		18/29	24,2	3,18	21,5 19	—	20°	14,0	7,144	—	18,0	3,81	1,0	1,0	3,81	—	74,6	21,5	47,2	10,65	
ГАЗ—12		18/29	41,6	3,18	21,5 19	—	20°	14,0	7,144	—	18,0	3,81	1,0	1,0	3,81	—	74,6	21,5	81,4	18,32	
ЗИЛ—110		17/27	56,6	3,50	25,5 25,5	34°46'55"	18°	25,5	8,4	+0,128—0,128	30,6	3,4	1,07	1,06	3,85	1,44	93,8	40,2	52,0	9,43	24,5
МЗМА—400	II	21/25	9,6	2,25	13,5 12,6	33°32'32"	17°30'	12,6	5,06	—	36,2	3,44	1,0	1,07	3,68	1,33	62,10	19,4	34,0	6,05	23;4
М—20		22/24	22,2	2,75	19,5 20,5	32°10'15"	16°30'	19,5	6,426	—	36,2	3,44	1,04	1,10	3,93	1,24	74,6	25,7	40,8	6,27	
ГАЗ—12		22/24	38,2	2,75	19,5 20,5	32°10'15"	16°30'	19,5	6,426	—	36,2	3,44	1,04	1,10	3,93	1,24	74,6	25,7	70,1	10,80	
ЗИЛ—110		23/23	56,6	3,00	27 27	42°36'30"	14°	27,0	7,8	—	57,6	3,36	1,15	1,17	4,51	1,32	93,8	43,6	56,6	8,12	24;3
МЗМА—400	Задн. ход	13/17	11,4	2,50	13 12	22°11'33"	20°	10,5	5,625	+0,16—0,16	16,4	3,68	1,0	1,0	3,68	1,52	41,3	19,2	53,7	18,70	23;7
М—20		15/18	24,2	3,18	30 21,8	—	20°	21,5	6,164	—	15,0	3,98	0,865	1,0	3,44	—	52,4	30,0	36,7	11,60	
ГАЗ—12		15/18	35,0 ¹⁾	3,18	30 21,8	—	20°	21,0	6,164	—	15,0	3,98	0,865	1,0	3,44	—	52,4	30,0	53,1	16,70	
ЗИЛ—110		15/15	52,1 ¹⁾	3,75	29 21	—	23°33'	16,0	8,4	+0,227+0,227	15,0	3,66	1,0	1,0	3,66	—	57,8	29,0	62,6	21,10	24;7
МЗМА—400	Задн. ход	17/29	14,9	2,50	12 13,5	22°11'33"	20°	9,0	5,625	+0,16—0,16	21,4	3,52	1,0	1,0	3,52	1,42	62,1	16,6	59,5	15,55	23;8
М—20		18/29	29,0	3,18	21,8 19	—	20°	14,0	7,144	—	18,0	3,81	1,0	1,0	3,81	—	74,6	21,8	56,1	12,80	
ГАЗ—12		18/29	42,0 ¹⁾	3,18	21,8 19	—	20°	14,0	7,144	—	18,0	3,81	1,0	1,0	3,81	—	74,6	21,8	80,9	18,50	
ЗИЛ—110		15 31	52,1 ¹⁾	3,75	21/20,5	—	20°	16,0	8,4	+0,227—0,023	15,0	3,66	1,0	1,0	3,66	—	87,0	21,0	86,1	17,70	24; 8

Расчет параметров контактной прочности шестерен коробок передач легковых автомобилей

Марка автомобиля	Наим. шест.	$Z_{ш} Z_k$	n об/мин	V м/сек	P кг	θ	i	U кг	K_{θ}'	Π_{θ} кг.мм ²	T час	$K_{в}'$	$T'_{экв}$ час	$K_{н}'$	Π кг.мм ²
МЗМА—400	ППВ	15 31	1800	3,82	272	0	1	15,6	1,06	6,48	340	—	111,9	1,06	6,87
М—20		15 29	2400	6,39	492	0	1	33,2	1,07	6,20	170	—	35,2	0,80	4,96
ГАЗ—12		15 29	2400	6,39	845	0	1	33,2	1,04	10,4	98	—	15,1	0,60	6,24
ЗИЛ—110		17 26	2200	8,54	998	0	1	58,5	1,06	8,36	73	—	11,1	0,53	4,43
МЗМА—400	I	17 29	870	2,09	495	13,1	1,8	22,0	1,04	12,3	75	0,210	15,8	0,43	5,29
М—20		18 29	1240	3,71	846	—	—	38,3	1,05	11,2	35	0,153	5,4	0,34	3,81
ГАЗ—12		18 29	1240	3,71	1455	—	—	38,3	1,03	18,9	20	0,113	2,3	0,26	4,91
ЗИЛ—110		17 27	1440	5,46	1568	—	—	37,9	1,02	9,6	20	0,137	2,7	0,28	2,69
МЗМА—400	II	21 25	1035	3,08	337	0	1	18,3	1,05	6,35	250	0,380	95,0	0,84	5,33
М—20		22 24	1350	5,04	623	0	1	34,9	1,06	6,65	120	0,240	28,8	0,62	4,12
ГАЗ—12		22 24	1350	5,04	1070	0	1	34,9	1,03	11,12	65	0,185	12,0	0,46	5,12
ЗИЛ—110		23 23	1440	7,06	1210	2,38	1,25	81,5	1,07	8,69	40	0,190	7,6	0,40	3,48
МЗМА—400	Задн. ход	13 17	870	1,60	647	—	—	7,10	1,01	18,9	15	0,070	1,1	0,18	3,40
М—20		15 18	1240	3,09	1015	—	—	39,7	1,04	12,0	15	0,065	1,0	0,20	2,40
ГАЗ—12		15 18	1240	3,09	1745	—	—	39,7	1,02	20,4	13	0,065	0,8	0,18	3,67
ЗИЛ—110		15 15	1440	4,24	2015	—	—	60,4	1,03	23,6	13	0,060	0,8	0,19	4,48
МЗМА—400	Задн. ход	17 29	664	1,60	650	—	—	7,76	1,01	15,7	15	0,070	1,1	0,16	2,51
М—20		18 29	1032	3,09	1020	—	—	32,2	1 03	13,2	15	0,065	1,0	0,18	2,38
ГАЗ—12		18 29	1032	3,09	1745	—	—	32,2	1,02	22,4	13	0,065	0,8	0,17	3,81
ЗИЛ—110		15 31	1440	4,24	2015	—	—	42,6	1,02	19,8	13	0,060	0,8	0,19	3,76

Таблица 20

Расчет напряжений изгиба в корнях зубьев шестерен коробок передач легковых автомобилей

Марка автомобиля	Наим. шест.	$Z_{ш}/Z_k$	b_c см	$C_{\Gamma, см/мм}$	Δ мм	K_d	K_{dmax}	K_{H1}	K_{H2}	K_{H3}	K_{H4}	$\sigma_{H, МПа}$	ψ	K_{H1}	K_{H2}	$T_{эк}$ час	K_{H2}	σ_{H} кг/мм ²
МЗМА—400	ППВ	15,31	1,18	11,6	21	1,78	1,73	0,69	1,1	—	—	41,5	0,2	0,8	—	67,4	1,0	33,2
М—20		15,29	2,00	11,2	12	1,68	1,36	0,66	1,1	—	—	27,5	0,2	0,8	—	12,2	0,99	21,8
ГАЗ—12		15,29	2,00	11,2	12	1,56	1,21	0,66	1,1	—	—	42,0	0,2	0,8	—	3,2	0,85	28,6
ЗИЛ—110		17,26	2,47	11,2	10	1,49	1,13	0,47	1,1	—	—	31,6	0,2	0,8	—	2,5	0,82	20,7
МЗМА—400	I	17,29	1,37	11,6	25	1,50	1,69	0,86	1,1	—	—	55,3	0,2	0,6	0,065	4,9	0,80	26,5
М—20		18,29	2,02	11,6	15	1,59	1,42	0,61	1,1	0,76	1,15	58,6	0,2	0,6	0,028	0,98	0,69	24,3
ГАЗ—12		18,29	2,02	11,6	15	1,46	1,24	0,53	1,1	0,76	1,15	88,1	0,2	0,6	0,013	0,26	0,60	31,7
ЗИЛ—110		17,27	2,55	11,6	10	1,43	1,13	0,67	1,1	—	—	43,3	0,2	0,6	0,022	0,44	0,64	16,6
МЗМА—400	II	21,25	1,30	11,6	21	1,64	1,65	0,69	0,9	—	—	34,6	0,2	0,8	0,250	62,5	1,00	27,7
М—20		22,24	2,00	11,2	12	1,60	1,31	0,72	0,9	—	—	34,6	0,2	0,8	0,093	11,2	0,92	25,5
ГАЗ—12		22,24	2,00	11,2	12	1,49	1,18	0,72	0,9	—	—	54,4	0,2	0,8	0,044	2,9	0,79	34,8
ЗИЛ—110		23,23	2,70	11,2	10	1,42	1,14	0,54	1,1	—	—	38,4	0,2	0,8	0,049	2,0	0,76	23,3
МЗМА—400	Задн. ход	13,17	1,25	11,6	21	1,34	1,40	0,86	1,1	—	—	68,0	0,2	0,6	0,003	0,045	0,47	19,2
М—20		15,18	2,59	11,6	15	1,50	1,44	0,63	1,1	0,78	1,15	47,4	0,2	0,6	0,002	0,030	0,47	13,4
ГАЗ—12		15,18	2,59	11,6	15	1,38	1,26	0,53	1,1	0,78	1,15	60,0	0,2	0,6	0,002	0,026	0,46	16,6
ЗИЛ—110		15,15	2,50	11,6	15	1,44	1,22	0,51	1,1	0,56	1,15	49,2	0,2	0,6	0,002	0,026	0,47	13,9
МЗМА—400	Задн. ход	17,29	1,27	11,6	21	1,34	1,41	0,86	1,1	—	—	75,5	0,2	0,6	0,003	0,045	0,46	20,8
М—20		18,29	2,04	11,6	15	1,48	1,35	0,58	1,1	0,76	1,15	66,2	0,2	0,6	0,002	0,030	0,46	18,3
ГАЗ—12		18,29	2,04	11,6	15	1,37	1,20	0,50	1,1	0,76	1,15	84,9	0,2	0,6	0,002	0,026	0,45	22,9
ЗИЛ—110		15,31	2,07	11,6	15	1,43	1,18	0,49	1,1	0,66	1,15	77,2	0,2	0,6	0,002	0,026	0,47	21,8

3. Расчеты шестерен коробов передач тракторов МТЗ-2, ДТ-54, Формолл—М и Кокшут

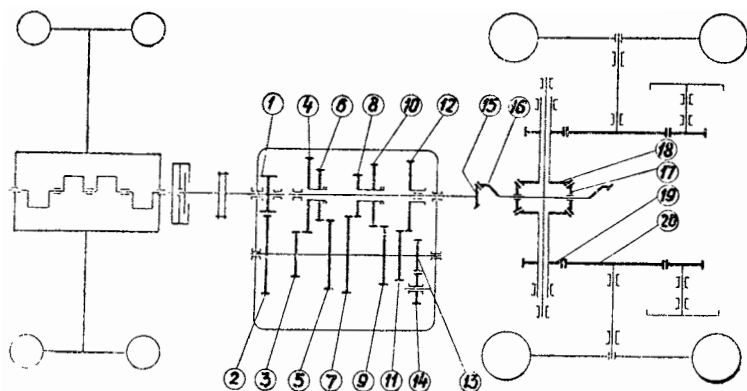


Рис. 25. Кинематическая схема трансмиссии трактора МТЗ-2.

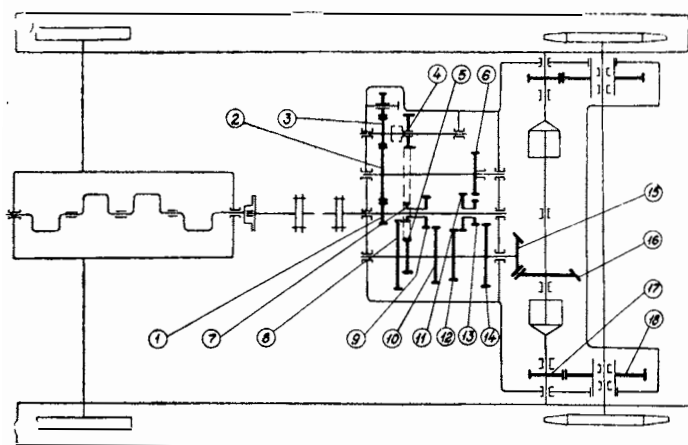


Рис. 26. Кинематическая схема трансмиссии трактора ДТ-54.

Таблица 21

Расчет номинальных напряжений в зубьях шестерен коробок передач тракторов

Марка трактора	Наим. шест.	$Z_{ш}, Z_k$	M_p кг/м	m_n мм	$b_{ш}, b_k$ мм	α_n	b' мм	h мм	$\frac{\xi_{пш}}{\xi_{пк}}$	σ_1'	K_h	K_α	σ_1	A мм	σ_H кг/мм ²	$\Gamma \Gamma_H$ кг/мм ²	Номер рис. и шестерни
МТЗ-2	ППВ	16,43	19,0	5	32 —	20°	28,0	8,50	$\frac{0}{0}$	3,91	0,76	1,0	2,95	147,5	8,8	1,82	25; 1
	I	24 35	51,1	5	21 —	20°	15,3	8,50	$\frac{0}{0}$	3,61	0,76	1,0	2,72	147,5	22,1	4,86	25; 11
	II	27,32	51,1	5	25 —	20°	19,3	8,50	$\frac{0}{0}$	3,54	0,76	1,0	2,67	147,5	16,2	3,33	25; 3
	III	29,30	51,1	5	24 —	20°	18,3	8,50	$\frac{0}{0}$	3,51	0,76	1,0	2,65	147,5	15,6	3,25	25; 9
	IV	28,31	46,2	5	19 —	20°	13,3	8,50	$\frac{0}{0}$	3,53	0,76	1,0	2,66	147,5	18,5	4,19	25; 6
	V	20 39	26,2	5	19 —	20°	13,3	8,50	$\frac{0}{0}$	3,73	0,76	1,0	2,82	147,5	15,5	3,71	25; 8
	задн. ход.	18 25	51,1	5	20 —	20°	17,1	8,50	$\frac{0}{0}$	3 81	0,76	1,0	2,88	107,5	32,8	4,18	25; 13
ЛТ-54	I	14 49	29,8	5	30 —	20°	24,0	8,44	$\frac{0,2}{0}$	3,74	0,75	1,0	2,80	157,5	15,9	4,05	26; 13
	II	17 46	29,8	5	30 —	20°	24,2	8,44	$\frac{0}{0}$	3,85	0,75	1,0	2,88	157,5	13,4	2,90	26; 7
	III	19 44	29,8	5	29 —	20°	23,2	8,44	$\frac{0}{0}$	3,76	0,75	1,0	2,82	157,5	12,2	2,52	26; 9
	IV	21 42	29,8	5	23 —	20°	17,0	8,44	$\frac{0}{0}$	3,69	0,75	1,0	2,76	157,5	13,6	2,96	26; 11
	V	16 38	29,8	5	25 —	20°	25,0	8,44	$\frac{0}{0}$	3,91	0,75	1,0	2,93	135,0	17,5	3,31	26; 1
	задн. ход	19 42	70,6	5	23 —	20°	17,0	8,44	$\frac{0}{0}$	3,76	0,75	1,0	2,82	152,5	36,5	8,37	2 6 6

Расчет параметров контактной прочности шестерен коробок передач тракторов

Марка трактора	Наим. шестерни	$Z_{ш} Z_{к}$	n об/мин	V м/сек	P кГ	η	λ	U кГ	K_{σ}'	$K_{к}'$	P_{∂} кГ/мм ²	T_{∂} час	K_{σ}'	T час	$K_{н}'$	P кГ/мм ²
МТЗ—2	ППВ	16 43	1400	5,86	475	0	1	154	1,32	1,0	2,40	6000	1,0	6000	3,00	7,20
	I	24 35	520	3,26	852	2,13	1,36	116	1,14	1,0	5,54	900	1,0	900	1,41	7,81
	II	27 32	520	3,67	757	0	1	119	1,16	1,0	3,86	1800	1,0	1800	1,78	6,85
	III	29 30	520	3,90	705	0,47	1,26	167	1,24	1,0	4,02	1800	1,0	1800	1,78	7,12
	IV	28 31	576	4,22	660	1,69	1,24	135	1,20	1,0	5,01	900	1,0	900	1,46	7,31
	V	20 39	1014	5,31	524	5,06	1,71	177	1,34	1,0	4,96	600	1,0	600	1,54	7,65
	задн. ход	18 25	520	2,45	1135	0	1	49	1,04	1,0	4,34	120	1,0	120	0,72	3,13
ДТ—54	I	14/49	1300	4,76	850	5,06	2,10	238	1,28	1,0	5,19	900	1,0	900	1,91	9,90
	II	17 46	1300	6,58	700	1,57	1,47	268	1,38	1,0	3,97	1800	1,0	1800	2,41	9,55
	III	19 44	1300	6,45	616	0,64	1,22	226	1,37	1,0	3,44	1800	1,0	1800	2,41	8,30
	IV	21 42	1300	7,14	567	0,20	1,07	188	1,33	1,0	3,94	900	1,0	900	1,91	7,50
	V	16 38	1300	5,44	744	0	1	121	1,16	1,0	3,84	600	1,0	600	1,67	6,40
	задн. ход	19 42	547	2,72	1487	0	1	61	1,04	1,0	8,70	120	1,0	120	0,74	6,45

Таблица 23

Расчет напряжений изгиба в корнях зубьев шестерен коробок передач тракторов

Марка трактора	Наим. шестерни	$Z_{ш}, Z_k$	b_c	C	Δ	K_d	$K_{d\max}$	K_K	K_{uI}	K_{uII}	K_{uIII}	K_{uIV}	σ_D	$K_{H1} \psi$	K_H	T	K_{H2}	σ_H
МТЗ—2	ППВ	16 43	3,00	12	30	2,63	3,27	1,0	1,0	1,1	—	—	25,3	0,8 0,2	1,0	6000	1,0	20,3
	I	24 35	2,20	12	30	1,67	1,93	1,0	0,95	1,1	—	—	38,5	0,8 0,2	1,0	900	1,0	30,8
	II	27 32	2,45	12	30	1,81	2,16	1,0	1,0	1,1	—	—	32,3	0,8 0,2	1,0	1800	1,0	25,8
	III	29 30	2,40	12	30	1,88	2,23	1,0	1,0	1,1	—	—	32,3	0,8 0,2	1,0	1800	1,0	25,8
	IV	28 31	1,90	12	30	1,88	2,04	1,0	1,0	0,9	—	—	31,3	0,8 0,2	1,0	900	1,0	25,0
	V	20 39	1,90	12	30	2,16	2,30	1,0	1,0	0,9	—	—	30,1	0,8 0,2	1,0	600	1,0	24,1
	задн. ход	18 25	2,00	12	30	1,45	1,63	1,0	0,69	1,1	0,81	1,15	44,3	0,8 0,2	1,0	120	1,0	35,4
ДТ—54	I	14 49	3,00	12	30	1,95	2,27	1,0	1,0	1,1	—	—	34,1	0,8 0,2	1,0	900	1,0	27,3
	II	17 46	3,06	12	30	2,31	2,57	1,0	1,0	1,1	—	—	34,0	0,8 0,2	1,0	1800	1,0	27,2
	III	19 44	2,96	12	30	2,40	2,73	1,0	1,0	1,1	—	—	32,2	0,8 0,2	1,0	1800	1,0	25,8
	IV	21 42	2,35	12	30	2,39	2,49	1,0	1,0	1,1	—	—	35,8	0,8 0,2	1,0	900	1,0	28,6
	V	16 38	2,50	12	30	2,04	2,21	1,0	1,0	1,1	—	—	39,3	0,8 0,2	1,0	600	1,0	31,4
	задн. ход	19 42	2,30	12	30	1,43	1,56	1,0	0,68	0,9	0,78	0,85	34,6	0,8 0,2	1,0	120	1,0	27,7

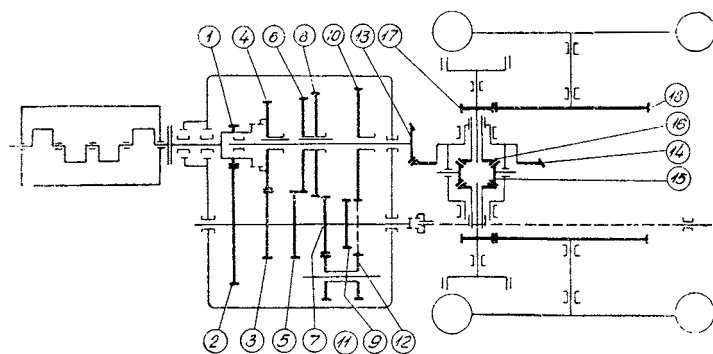


Рис. 27. Кинематическая схема трансмиссии трактора Формол-М.

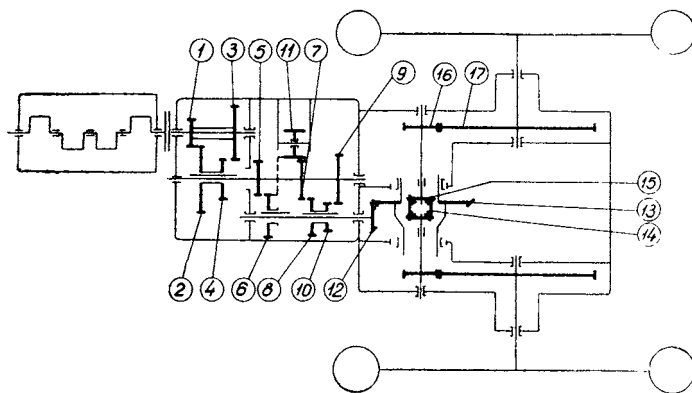


Рис. 28. Кинематическая схема трансмиссии трактора Кокшут.

Таблица 24

Расчет номинальных напряжений в зубьях шестерен коробок передач тракторов

Марка трактора	Наим. шест.	$Z_{ш}/Z_k$	M_p кг·м	m_n мм	$b_{ш}/b_k$ мм	α_n	b' мм	h мм	$\frac{\xi_{пш}}{\xi_{пк}}$	σ_1'	K_h	K_α	σ_1	A	σ_H кг/мм ²	P_H кг/мм ²	Номер рис. и шестерни
Формолл - М	п. п. в.	20/54	19,5	3,63	26/21	20°	21,0	8,40	$\frac{+0,25}{-0,45}$	3,48	1,03	1	3,58	133,4	20,4	3,05	27;1
	I	19/44	52,6	4,23	27/26	20°	21,5	9,55	$\frac{0}{0}$	3,77	1	1	3,77	133,4	43,2	6,75	27;9
	II	23/40	52,6	4,23	25/21	20°	19,5	9,55	$\frac{0}{0}$	3,63	1	1	3,63	133,4	37,1	5,57	27;7
	III	26/37	52,6	4,23	21/19	20°	15,5	9,55	$\frac{0}{0}$	3,56	1	1	3,56	133,4	38,4	5,94	27;5
	IV	29/34	52,6	4,23	20/19	20°	14,5	9,55	$\frac{0}{0}$	3,51	1	1	3,51	133,4	35,6	5,54	27;3
	задн. ход	18/44	41,2	4,23	26/26	20°	20,5	9,55	$\frac{0}{0}$	3,81	1	1	3,81	131,1	37,4	6,10	27;12
Кокшут	п. п. I, II, IV и задн. ход	17/47	17,5	3,63	27,25/25,5	20°	24,3	8,17	$\frac{+0,2}{-0,2}$	3,62	1	1	3,62	116,18	20,7	3,1	28;1
	I	22/41	48,2	3,63	19,25/21,5	20°	17,0	8,17	$\frac{0}{0}$	3,66	1	1	3,66	114,5	63,1	8,53	28;5
	II	30/33	48,2	3,63	21,5/22,35	20°	18,7	8,17	$\frac{0}{0}$	3,50	1	1	3,50	114,5	39,6	5,16	28;7
	п. п. III, V, VI и задн. ход	29/35	17,5	3,63	21,45/22,0	20°	19,0	8,17	$\frac{0}{0}$	3,51	1	1	3,51	116,18	15,0	1,89	28;3
	III	22/41	21,2	3,63	19,25/21,5	20°	17,0	8,17	$\frac{0}{0}$	3,66	1	1	3,66	114,5	27,8	3,72	28;5
	IV	25/38	31,8	3,63	25,35/25,0	20°	23,2	8,17	$\frac{0}{0}$	3,59	1	1	3,59	114,5	27,4	3,42	28;10
	V	30/33	21,2	3,63	21,5/22,35	20°	18,7	8,17	$\frac{0}{0}$	3,50	1	1	3,50	114,5	17,5	2,27	28;7
	VI	25/38	14,0	3,63	25,35/25,0	20°	23,2	8,17	$\frac{0}{0}$	3,59	1	1	3,59	114,5	12,0	1,50	28;10
	задн. ход	22/30	35,5	3,63	39,7/21,5	20°	19,0	8,17	$\frac{0}{0}$	3,66	1	1	3,66	94,4	22,6	6,72	28;11

Расчет параметров контактной прочности шестерен коробов передач тракторов

Марка трактора	Наим. шестерни	$Z_{ш}/Z_k$	n об/мин	V м/сек	P кг	θ	λ	U кг	K_{θ}'	K_k'	P_{θ} кг/мм ²	T_{θ}	T_{ε}	T час	K_n'	Π кг/мм ²
Формол — М	ППВ	20 54	1450	5,51	538	0	1	109	1,20	1,0	3,66	6000	6000	6000	3,00	10,98
	I	19 44	537	2,26	1315	2,13	1,53	82	1,06	1,0	7,15	900	900	900	1,42	10,10
	II	23 40	537	2,73	1080	0,46	1,15	75	1,07	1,0	5,95	1800	1800	1800	1,80	10,70
	III	26 37	537	3,09	957	1,56	1,19	98	1,10	1,0	6,53	1800	1800	1800	1,80	11,80
	IV	29 34	537	3,45	857	0,64	1,09	95	1,11	1,0	6,12	900	900	900	1,42	8,70
	задн. ход	18 44	690	2,75	1145	0	1	62	1,05	1,0	6,40	120	120	120	0,80	5,13
Кокшуг	I, II, IV, задн. ход	17 47	1650	5,33	567	0	1	86,6	1,15	1,0	3,66	900 1800 720 180	900 1800 720 180	3600	3,0	11,0
	III, V, VI	29 35	1650	9,06	332	0	1	182	1,55	1,0	2,93	1800 300 300	1800 300 300	2400	2,87	8,4
	I и III	22 41	597	2,49	1208	0	1	38	1,03	1,0	8,78	900	900	1390	1,72	15,1
			1365	5,71	531	0	1	86,5	1,16	1,0	4,32	1800	490			
	II, V и задн. ход	30 33	597	3,40	885	0	1	72	1,08	1,0	5,57	1800	1800	2113	1,96	10,9
			1365	7,78	390	0	1	165	1,42	1,0	3,22	300	133			
			597	3,40	885	0	1	72	1,08	1,0	5,57	180	180			
	IV и VI	25 38	907	4,31	702	3,03	1,28	114	1,16	1,0	3,96	720	720	962	1,73	6,85
			2090	9,98	308	3,03	1,28	264	1,86	1,0	2,79	300	242			
	задн. ход	22 30	814	3,40	890	0	1	82	1,09	1,0	7,31	180	180	180	0,96	7,03

Расчет напряжений изгиба в корнях зубьев шестерен коробов передач тракторов

Марка трактора	Наим. шестерни	$Z_{ш}/Z_k$	b_c	C	Δ	K_∂	$K_{\partial max}$	K_K	K_{H1}	$K_{\mu 1}$	K_{H2}	$K_{\mu 2}$	$\frac{\tau_\partial}{K\Gamma_i \text{ М.М}^2}$	K_B	T	K_{H2}	$\frac{\psi}{K_{H1}}$	$\frac{\sigma_u}{K\Gamma \text{ М.М}^2}$
Формолл-М	ППВ	20,54	2,35	12,0	30	2,28	2,57	1,0	1,00	1,1	—	—	51,2	1,0	6000	1,0	0,2 0,8	41,0
	I	19,44	2,65	11,6	30	1,41	1,70	1,0	0,80	1,1	0,65	1,15	53,6	1,0	900	1,0	0,2 0,8	42,9
	II	23,40	2,30	11,6	30	1,52	1,74	1,0	0,82	1,1	0,65	1,15	50,8	1,0	1800	1,0	0,2 0,8	40,7
	III	26,37	2,00	11,6	30	1,58	1,73	1,0	0,82	1,1	0,62	1,15	54,6	1,0	1800	1,0	0,2 0,8	43,7
	IV	29,34	1,95	11,6	30	1,66	1,79	1,0	0,85	1,1	0,62	1,15	55,2	1,0	900	1,0	0,2 0,8	44,2
	задн. ход	18,44	2,60	11,6	30	1,52	1,79	1,0	0,90	1,1	0,64	1,15	56,3	1,0	120	1,0	0,2 0,8	45,0
Кокшут	I, II, IV, задн. ход	17,47	2,64	11,6	21	2,08	2,13	1,0	1,00	1,1	—	—	47,3	1,0	3600	1,0	0,2 0,8	37,9
	III, V, VI	29,35	2,17	11,6	21	2,74	2,59	1,0	1,00	1,1	—	—	42,7	1,0	2400	1,0	0,2 0,8	34,1
	I и III	22,41	2,04	11,6	21	1,40	1,41	1,0	0,61	1,1	0,61	1,15	62,0	1,0	4620	1,0	0,2 0,8	49,6
			2,04	11,6	21	2,05	1,94	1,0	0,98	1,1	0,65	1,15	58,2					
			2,19	11,6	21	1,60	1,60	1,0	0,81	1,1	0,62	1,15	56,5	1,0	2343	1,0	0,2 0,8	45,1
	II, V и задн. ход	30,33	2,19	11,6	21	2,49	2,37	1,0	1,00	1,1	—	—	45,6					
			2,19	11,6	21	1,60	1,60	1,0	0,81	1,1	0,62	1,15	56,5					
			2,52	11,6	21	1,83	1,88	1,0	0,94	0,9	0,64	0,85	42,5	1,0	720	1,0	0,2 0,8	34,0
	IV и VI	25,38	2,52	11,6	21	3,06	2,99	1,0	1,00	0,9	—	—	32,3					
			3,06	11,6	21	1,68	1,84	1,0	0,92	0,9	0,65	0,85	31,4	1,0	180	1,0	0,2 0,8	25,1

4. Расчеты цилиндрических шестерен задних мостов автомобиля МАЗ-205 и тракторов МТЗ-2 и ДТ-54.

Расчет номинальных напряжений в зубьях шестерен задних мостов

Марка машины	$Z_{ш}/Z_k$	M	m_n	$b_{ш}/b_k$	$\alpha_{оп}/\alpha_n$	b'	h	$\xi_{нш}/\xi_{нк}$	τ_1'	K_s	K_H	K_α	τ_1	A	τ_H	P_H	№ рис.
МАЗ-205	13/61	524/2460	6,25	91/76	25°	76	13,68	+0,44/-0,44	3,42/3,63	0,95/1,05	0,97	0,87	2,74/3,22	231,2	62,2/87,6	13,2	—
МТЗ-2	14/72	135/695	6,5	56/50	20°	50	11,70	+0,27/-0,27	3,63/3,48	1	0,8	1	2,90/2,90	279,5	23,6/25,4	4,85	Рис. 25 шест. 19 и 20
ДТ-54	13/63	123/596	6,5	73,5/68	20°	68	13,25/13,70	+0,77/-0,77	3,17/3,92	1	0,91/0,94	1	2,85/3,63	247,0	17,4/24,2	3,80	Рис. 26 шест. 17 и 18

Примечания. а) Для МАЗ-205 $M=47 \cdot 6,17 \cdot 0,97 \cdot 1,92 \cdot 0,97=524$; б) для МТЗ-2 $M=19,0 \frac{43 \cdot 35 \cdot 53 \cdot 0,89}{16 \cdot 24 \cdot 13 \cdot 2}=135 \text{ кгМ}$;

в) для ДТ-54 $M=29,8 \frac{49 \cdot 41 \cdot 0,92}{14 \cdot 16 \cdot 2}=123 \text{ кгМ}$.

Расчет напряжений изгиба в корнях зубьев шестерен задних мостов

Марка машины	$Z_{ш}/Z_k$	$\frac{c}{D}$	K_∂	K_k	K_{uI}	K_{vI}	K_{uII}	K_{vII}	τ_H	τ_∂	K_∂	$T_{ЭК}$	K_{H2}	$\frac{\psi}{K_{H1}}$	σ
МАЗ-205	13/61	11,6/5810	1,03/1,03	1/1	0,63/0,63	1,1/0,9	0,73/0,73	1,15/0,85	62,2/87,6	53,8/56,0	0,045/0,045	7,65/7,65	0,66/0,56	1/1	35,5/31,4
МТЗ-2	14/72	12,0/4450	1,08/1,08	1,2/1,2	1/1	1,1/0,9	—/—	—/—	23,6/25,4	33,6/29,7	1/1	900/900	1,0/0,96	1/1	33,6/28,5
ДТ-54	13/63	11,6/5760	1,13/1,13	1,2/1,2	1/1	1,1/0,9	—/—	—/—	17,4/24,2	26,0/29,6	1/1	900/900	1,0/1,0	1/1	26,0/29,6

Расчет параметров контактной прочности шестерен задних мостов

Марка автомобиля или тракт.	$Z_{ш}$ Z_k	n	b_c λ	Δ	i	n	V	U	P	K'_{∂}	$K_{K'}$	$\left(\frac{q}{p}\right)_н$	$\left(\frac{q}{p}\right)_{\partial}$	T	K'_{∂}	$T_{\partial K'}$	T'_{∂}	ΣT_{∂}	$K_{H'}$	$\frac{q}{p}$
МАЗ-205	13	1300	$\frac{8,35}{1}$	60	6,17	110	0,47	46,8	12900	1,00	1	13,20	13,20	170	0,180	30,6	30,6	125,3	0,44	5,81
					3,40	199	0,85	84,7	7100	1,01	1	7,28	7,35	420	0,300	126	39,6			
					1,79	378	1,61	160,5	3740	1,04	1	3,83	3,98	1210	0,480	581	55,1			
					1,00	677	2,88	287	2130	1,13	1	2,14	2,42	1200	0,500	600	—			
					0,78	868	3,69	369	1630	1,23	1	1,67	2,05	2000	0,500	1000	—			
	61				6,17	23	—	—	—	1,00	1	—	—	—	—	—	—	125,3	—	—
МТЗ-2	14	1400	$\frac{5,3}{1}$	70	1,46	88	0,42	31,3	2970	1,01	1,2	4,85	5,88	900	1	900	900	3378	1,21	7,11
					1,18	108	0,51	38,0	2400	1,02	1,2	3,92	4,80	1800	1	1800	1200			
					1,03	124	0,59	44,0	2090	1,02	1,2	3,42	4,18	1800	1	1800	914			
					0,90	142	0,68	50,7	1830	1,03	1,2	2,99	3,70	900	1	900	364			
					0,51	251	1,19	88,8	1040	1,08	1,2	1,69	2,19	600	1	600	—			
	72				1,46	17	0,42	31,3	2970	1,01	1,2	4,85	5,88	—	—	—	—	3378	0,70	4,11
ДТ-54	13	1300	$\frac{7,1}{1}$	70	3,50	145	0,64	62,5	2920	1,02	1,2	3,80	4,65	900	1	900	900	1960	1,2	5,58
					2,71	187	0,83	80,9	2260	1,03	1,2	2,94	3,60	1800	1	1800	1060			
					2,32	—	—	—	—	—	—	2,52	—	1800	1	—	—			
					2,00	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			
					1,59	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			
	63				3,50	30	0,64	62,5	2920	1,02	1,2	3,80	4,65	—	—	—	—	1960	0,71	3,30

Примечание. Время работы на передачах для автомобиля самосвала МАЗ-205 принято равным времени работы на передачах автомобиля МАЗ-200.

5. Расчеты конических шестерен трансмиссий автомобилей.
Исходные данные и номинальные напряжения в зубьях конических шестерен трансмиссий автомобилей

Марка автомобиля	$Z_{ш}$ Z_k	$M_{кгм}$	m_s $m_{нсп}$	L b'	α_n β	$b_{ш}$ b_k	$h_{ш}'$ h_k'	$h_{ш}$ h_k	$S_{ш}$ S_k	ξ_s ξ_n	$z_{прш}$ $z_{прк}$	σ_i'	K_α'	K_h'	K_s	σ_i	b_p	$\sigma_H \text{ кг/мм}^2$	$\Pi_H \text{ кг/мм}^2$
МЗМА-400	$\frac{7}{36}$	$5,5 \cdot 3,53 \cdot 0,97 = 18,8$	$\frac{4,94}{3,22}$	$\frac{90,63}{22,00}$	$\frac{16^\circ}{42^\circ}$	$\frac{27}{22}$	$\frac{6,10}{1,63}$	$\frac{8,64}{8,48}$	$\frac{10,2}{5,3}$	$\frac{0,452}{0,609}$	$\frac{17,4}{461}$	$\frac{3,24}{3,42}$	1,11	$\frac{1,05}{1,03}$	$\frac{0,88}{1,14}$	$\frac{3,32}{4,38}$	$\frac{36}{30}$	$\frac{47,8}{75,6}$	14,20
ГАЗ-М-20	$\frac{8}{41}$	$12,5 \cdot 3,12 \cdot 0,97 = 37,8$	$\frac{5,34}{3,54}$	$\frac{111,6}{30}$	$\frac{17^\circ 30'}{40^\circ 06'}$	$\frac{30}{30}$	$\frac{6,73}{1,83}$	9,55	$\frac{11,3}{5,4}$	$\frac{0,459}{0,600}$	$\frac{18,2}{479}$	$\frac{3,24}{3,43}$	1,07	1,04	$\frac{0,86}{1,18}$	$\frac{3,10}{4,50}$	$\frac{39}{39}$	$\frac{60,0}{87,3}$	13,00
ГАЗ-51	$\frac{6}{40}$	$20,5 \cdot 6,4 \cdot 0,97 = 127,3$	$\frac{8,02}{5,81}$	$\frac{162,1}{42}$	$\frac{20^\circ}{33^\circ 37'}$	$\frac{45}{42}$	$\frac{9,50}{2,54}$	13,28	$\frac{17,65}{7,55}$	$\frac{0,434}{0,521}$	$\frac{10,5}{467}$	$\frac{3,39}{3,42}$	1,00	0,88	$\frac{0,81}{1,28}$	$\frac{2,38}{3,88}$	$\frac{54}{51}$	$\frac{55,3}{90,4}$	21,80
ЗИЛ-150	$\frac{11}{25}$	$32,6 \cdot 6,24 \cdot 0,97 = 197$	$\frac{9,00}{6,14}$	$\frac{122,9}{41}$	$\frac{20^\circ}{35^\circ}$	$\frac{45}{41}$	$\frac{10,52}{4,78}$	16,99	$\frac{17,2}{11,1}$	$\frac{0,320}{0,391}$	$\frac{21,9}{113}$	$\frac{3,33}{3,28}$	1,00	1,02	$\frac{0,95}{1,05}$	$\frac{3,23}{3,52}$	$\frac{55}{50}$	$\frac{55,6}{67,0}$	9,60
МАЗ-200	$\frac{12}{23}$	$47 \cdot 6,17 \cdot 0,97 = 281,5$	$\frac{10,50}{6,78}$	$\frac{136,2}{56}$	$\frac{20^\circ}{35^\circ 39'}$	$\frac{60}{56}$	$\frac{12,00}{5,88}$	19,82	$\frac{20,3}{12,7}$	$\frac{0,290}{0,357}$	$\frac{25,2}{92,4}$	$\frac{3,33}{3,27}$	1,00	1,03	$\frac{0,92}{1,08}$	$\frac{3,16}{3,64}$	$\frac{74}{69}$	$\frac{43,5}{53,8}$	7,00
МЗМА-400	$\frac{10}{14}$	$\frac{5,5 \cdot 18,14 \cdot 0,94 \cdot 1,5}{2 \cdot 2 \cdot 1,4} = 25,1$	$\frac{4,23}{3,36}$	$\frac{36,4}{15}$	$\frac{22^\circ 30'}{0^\circ}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{3,22}{2,69}$	6,60	$\frac{7,15}{6,15}$	0,063	$\frac{12,3}{24,1}$	$\frac{4,16}{3,55}$	0,93	0,69	$\frac{0,93}{1,06}$	$\frac{2,51}{2,44}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{74,3}{67,8}$	20,50
ГАЗ-М-20	$\frac{12}{18}$	$\frac{12,5 \cdot 15,96 \cdot 0,94 \cdot 1,25}{2 \cdot 4 \cdot 1,5} = 19,5$	$\frac{4,10}{3,26}$	$\frac{44,3}{18}$	$\frac{20^\circ}{0^\circ}$	$\frac{18}{18}$	$\frac{5,73}{2,46}$	8,83	$\frac{8,05}{4,85}$	0,400	$\frac{14,4}{32,5}$	$\frac{3,44}{3,28}$	1,00	0,96	$\frac{0,92}{1,09}$	$\frac{3,04}{3,43}$	$\frac{18}{18}$	$\frac{51,5}{58,3}$	10,60
ГАЗ-51	$\frac{11}{20}$	$\frac{20,5 \cdot 42,7 \cdot 0,94 \cdot 1,25}{2 \cdot 4 \cdot 1,82} = 70,7$	$\frac{5,00}{4,17}$	$\frac{57,1}{19}$	$\frac{22^\circ 30'}{0^\circ}$	$\frac{22}{19}$	$\frac{5,41}{3,78}$	10,20	$\frac{8,07}{7,63}$	0,163	$\frac{12,6}{41,5}$	$\frac{3,90}{3,33}$	0,93	0,91	$\frac{1,08}{0,93}$	$\frac{3,56}{2,62}$	$\frac{22}{19}$	$\frac{119,5}{103}$	23,00
ЗИЛ-150	$\frac{11}{22}$	$\frac{32,6 \cdot 47,6 \cdot 0,92 \cdot 1,25}{2 \cdot 4 \cdot 2} = 112$	$\frac{6,35}{5,33}$	$\frac{78,1}{25}$	$\frac{20^\circ}{0^\circ}$	$\frac{27}{33}$	$\frac{8,05}{3,73}$	13,08	$\frac{11,83}{8,12}$	0,340	$\frac{12,3}{49,2}$	$\frac{3,58}{3,27}$	1,00	0,92	$\frac{0,96}{1,04}$	$\frac{3,16}{3,12}$	$\frac{27}{33}$	$\frac{83,8}{67,9}$	18,50
МАЗ-200	$\frac{11}{22}$	$\frac{47 \cdot 50,7 \cdot 0,92 \cdot 1,25}{2 \cdot 4 \cdot 2} = 171$	$\frac{8,00}{6,78}$	$\frac{98,4}{30}$	$\frac{20^\circ}{0^\circ}$	$\frac{32}{33}$	$\frac{10,80}{5,20}$	17,50	$\frac{15,36}{9,77}$	0,350	$\frac{12,3}{49,2}$	$\frac{3,58}{3,27}$	1,00	0,97	$\frac{0,92}{1,09}$	$\frac{3,23}{3,45}$	$\frac{32}{33}$	$\frac{68,5}{70,8}$	14,30

Таблица 31

Расчет зубьев конических колес трансмиссий автомобилей на контактную выносливость

Марка автомобиля	$Z_{ш}$ $Z_{к}$	$\Pi_k = \left(\frac{q}{\rho}\right)_k$	$d_{шср}$ $n_{дв}$		i	η	V	Δ	K_{∂}'	$K_{к}'$	$\left(\frac{q}{\rho}\right)_\bullet$	T	$K_{в}'$	T_m	$T_{эк}$	$T_{э}$	K_H'	$\frac{q}{\rho}$
МЗМА-400	7	14,2	30,4	I	3,53	0,97	0,81	20	1,00	1,2	17,00	75	0,210	15,8	15,8	134,9	0,74	12,6
	36		1800	II	1,74	0,97	1,64		1,00	1,2	8,40	250	0,380	95,0	23,3			
				III	1,00	0,99	2,86		1,02	1,2	5,02	2175	0,480	1044	95,8			
ГАЗ-М-20	8	13,0	37,0	I	3,12	0,97	1,49	20	1,00	1,0	13,00	35	0,153	5,4	5,4	120,3	0,82	10,7
	41		2400	II	1,77	0,97	2,62		1,00	1,0	7,38	120	0,240	28,8	9,3			
				III	1,00	0,99	4,65		1,03	1,0	4,37	2345	0,380	891	105,6			
ГАЗ-51	6	21,8	41,8	I	6,40	0,97	—	24	1,00	1,0	21,80	100	0,133	13,3	13,3	91,2	0,52	11,3
				II	3,09	0,97	—		1,00	1,0	10,50	250	0,295	73,8	17,1			
	40		1600	III	1,69	0,97	2,08		1,00	1,0	5,76	650	0,450	292	20,3			
				IV	1,00	0,99	3,52		1,04	1,0	3,62	2750	0,500	1375	40,5			
ЗИЛ-150	11	9,6	82,5	I	6,24	0,97	—	30	1,00	1,2	11,50	120	0,120	14,4	14,4	67,3	0,44	5,1
				II	3,32	0,97	—		1,00	1,2	6,12	255	0,225	57,4	16,4			
	25		1360	III	1,90	0,97	2,96		1,04	1,2	3,65	925	0,375	347	36,5			
				IV	1,00	0,99	—		—	—	—	600	0,500	300	—			
				V	0,81	0,97	—		—	—	—	3100	0,500	1550	—			
МАЗ-200	12	7,0	100,0	I	6,17	0,97	0,90	36	1,00	1,2	8,40	170	0,180	30,6	30,6	71,8	0,45	3,8
				II	3,40	0,97	1,63		1,02	1,2	4,75	420	0,300	126	41,2			
	23		1300	III	1,79	0,97	3,10		1,09	1,2	2,66	1210	0,480	581	—			
				IV	1,00	0,99	—		—	1,2	—	1200	0,500	600	—			
				V	0,78	0,97	—		—	1,2	—	2000	0,500	1000	—			

**Расчет зубьев конических колес трансмиссий автомобилей
на выносливость по напряжениям изгиба**

Марка автомобиля	$Z_{ш}$ Z_k	σ_H	K_k	K_H	K_{β}	K_D	$\sigma_{ди}$	T_{σ}	K_v	T_{σ}	K_H	σ_H
МЗМА-400	7	47,8	1,2	0,553	1,1	1	34,9	75	0,065	4,9	0,75	26,2
	36	75,6	1,2	0,553	0,9	1	45,1					
ГАЗ-М-20	8	60,0	1,0	0,588	1,1	1	38,8	35	0,028	0,98	0,66	25,6
	41	87,3	1,0	0,588	0,9	1	46,2					
ГАЗ-51	6	55,3	1,0	0,694	1,1	1	42,1	100	0,019	1,9	0,62	26,1
	40	90,4	1,0	0,694	0,9	1	56,4					
ЗИЛ-150	11	55,6	1,2	0,672	1,1	1	49,3	120	0,015	1,8	0,61	30,1
	25	67,0	1,2	0,672	0,9	1	48,6					
МАЗ-200	12	43,5	1,2	0,660	1,1	1	37,9	170	0,045	7,65	0,71	26,9
	23	53,8	1,2	0,660	0,9	1	38,3					

Примечание. Так как для всех шестерен V на первой передаче меньше 1,5 м/сек,
то можно принимать $K_D=1,0$.

6. Расчеты отдельных коэффициентов, входящих в таблицы

Расчеты масс, жестко связанных с шестернями

(дополнение к табл. 9)

1. Коробка передач ГАЗ-51

$$\Theta_{II} = \left(\frac{43}{27}\right)^4 + \left(\frac{36}{27}\right)^4 = 9,62; \quad \Theta_{3x} = \left(\frac{22}{18}\right)^4 = 2,24.$$

2. Коробка передач ЗИЛ-150

$$\Theta_{3x} = \frac{5}{6} \left(\frac{22}{16}\right)^4 + \left(\frac{31}{16}\right)^4 + \left(\frac{44}{16}\right)^4 + \frac{1}{2} \left(\frac{38}{16}\right)^4 + \left(\frac{41}{16}\right)^4 = 133,53;$$

$$\Theta_{3x} = \left(\frac{27}{22}\right)^4 = 2,26.$$

3. Коробка передач МАЗ-200

$$\Theta_{3x} = \Theta_I \frac{3,44}{4,00} = 201; \quad \Theta_{3x} = \left(\frac{26}{24}\right)^4 = 1,38.$$

4. Коробка передач МЗМА-400

$$\Theta_I = \left(\frac{r_{31}}{r_{17}}\right)^4 \cdot \frac{11,4}{14} + \left(\frac{r_{25}}{r_{17}}\right)^4 \cdot \frac{12,6}{14} = \left(\frac{83,7}{45,9}\right)^4 \cdot \frac{11,4}{14} + \left(\frac{67,5}{45,9}\right)^4 \cdot \frac{12,6}{14} = 13,1.$$

5. Коробка передач ЗИЛ-110

$$\Theta_{II} = \left(\frac{r_{26}}{r_{23}}\right)^4 \cdot \frac{24}{27} + \left(\frac{r_{17}}{r_{23}}\right)^4 \cdot \frac{25,5}{27} + \left(\frac{r_{15}}{r_{23}}\right)^4 \cdot \frac{29}{27} = 2,38.$$

6. Коробка передач МТЗ-2

$$\Theta_I = \left(\frac{29}{24}\right)^4 = 2,13; \quad \Theta_{III} = \left(\frac{24}{29}\right)^4 = 0,47; \quad \Theta_{IV} = \left(\frac{32}{28}\right)^4 = 1,69;$$

$$\Theta_V = \left(\frac{30}{20}\right)^4 = 5,06.$$

7. Коробка передач ДТ-54

$$\Theta_I = \left(\frac{21}{14}\right)^4 = 5,06; \quad \Theta_{II} = \left(\frac{19}{17}\right)^4 = 1,57; \quad \Theta_{III} = \left(\frac{17}{19}\right)^4 = 0,64;$$

$$\Theta_{IV} = \left(\frac{14}{21}\right)^4 = 0,20.$$

8. Коробка передач Формолл—М

$$\Theta_I = \left(\frac{23}{19}\right)^4 = 2,13; \quad \Theta_{II} = \left(\frac{19}{23}\right)^4 = 0,46; \quad \Theta_{III} = \left(\frac{29}{26}\right)^4 = 1,56;$$

$$\Theta_{IV} = \left(\frac{26}{29}\right)^4 = 0,64.$$

9. Коробка передач Кокшут

$$\Theta_{IV} \text{ и } \Theta_{VI} = \left(\frac{33}{25}\right)^4 = 3,03.$$

Расчет коэффициентов изгиба K_{uII}

Марка машины	Наименование шестерни	Z_1/Z_2	d_{01}	d_{02}	D_{e1}	D_{e2}	α_{e2}	α_{u1}	R_{u1}	h_u	K_{uII}
ГАЗ-51	ППВ	17/43	57,02	144,23	68,94	163,26	27°57'	26°04'	31,74	5,42	0,66
М-20 и ГАЗ-12	I	18/29	53,70	86,52	63,50	96,52	26°19'	26°41'	30,05	5,44	0,76
ГАЗ-51		17/43	57,02	144,23	67,32	161,64	26°50'	28°53'	32,56	5,25	0,83
ЗИЛ-150		14/49	55,67	194,83	68,22	211,18	22°42'	31°54'	32,79	6,30	0,83
МАЗ-200		16/62	63,92	247,69	74,50	270,00	23°27'	25°55'	35,53	6,18	0,78
ГАЗ-51		27/33	90,56	110,68	105,22	126,98	29°21'	24°58'	49,95	5,49	0,67
ЗИЛ-150	II	22/41	87,48	163,02	100,69	178,71	24°11'	26°09'	48,73	6,00	0,79
ГАЗ-51	III	24/36	80,50	120,75	94,33	138,17	29°05'	24°50'	44,35	5,34	0,66
М-20 и ГАЗ-12	Задн. ход	15/18	44,75	53,70	52,02	63,55	32°20'	24°42'	24,63	4,78	0,78
ЗИЛ-110		15/15	52,86	52,86	64,99	64,99	35°35'	23°19'	28,78	4,68	0,56
М-20 и ГАЗ-12		18/29	53,70	86,52	63,50	96,52	26°19'	26°41'	30,05	5,44	0,76
ЗИЛ-110		15/31	52,86	109,24	64,99	121,94	26°23'	27°00'	29,66	5,56	0,66
ЗИЛ-150		16/27	63,62	107,36	75,50	119,20	25°45'	29°06'	36,40	6,27	0,82
ГАЗ-51		18/43	60,37	144,23	70,94	161,64	26°50'	28°33'	34,36	5,24	0,82
ЗИЛ-150		22/49	87,48	194,83	102,08	211,18	22°42'	27°51'	49,47	6,05	0,79
МАЗ-200		24/62	95,88	247,69	108,50	270,00	23°27'	24°00'	52,48	6,13	0,78
МАЗ-205		13/61	73,64	345,53	99,25	388,25	27°09'	36°10'	45,61	9,66	0,71
		61/13	345,53	73,64	388,25	99,25	42°06'	25°27'	191,33	10,88	0,80
МТЗ-2		14/72	85,54	439,92	104,90	474,88	22°08'	30°39'	49,72	8,97	0,77
		72/14	439,92	85,54	474,88	104,90	35°23'	21°00'	235,61	9,87	0,84
ДТ-54		13/63	79,43	384,93	105,00	412,50	21°04'	36°39'	49,50	10,25	0,77
		63/13	384,93	79,43	412,50	105,00	40°51'	19°49'	204,58	12,03	0,88

Расчет коэффициента K_s , учитывающего тангенциальную коррекцию

$$\operatorname{tg} \alpha_s = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta}; \quad \frac{S_{\partial m}}{m_s} = \frac{\pi}{2} \pm 2 \xi \operatorname{tg} \alpha_s; \quad \frac{S_{\partial \partial}}{m_s} = \frac{S_{\partial \partial}}{m_s} \text{ или } \frac{S_{\partial \partial}}{m_s} = \frac{S_{\kappa}}{m_s};$$

$$\Delta S = 2 \frac{h'_c}{m_s} \cdot \operatorname{tg} \alpha_s;$$

$$K_s = \left(\frac{S_{\partial m} + \Delta S}{S_{\partial \partial} + \Delta S} \right)^2; \quad \text{из табл. 30: } m_s, S_{\partial \partial}, S_{\kappa}, \xi_s \text{ и } h'_c.$$

Таблица 34

Марка авто- мобиля	$\frac{Z_{\partial \partial}}{Z_{\kappa}}$	$\operatorname{tg} \alpha_s$	$\frac{S_{\partial m}}{m_s}$	$\frac{S_{\partial \partial}}{m_s}$	$\frac{\Delta S}{m_s}$	$\frac{S_{\partial m}^c + \Delta S^{p1})}{m_s}$	$\frac{S_{\partial \partial}^p + \Delta S^{c1})}{m_s}$	K_s
МЗМА-400	7	0,386	1,92	2,06	0,950	2,18	2,32	0,88
	36		1,22	1,07	0,255	2,17	2,02	1,14
М-20	8	0,412	1,95	2,12	1,040	2,23	2,40	0,86
	41		1,19	1,01	0,283	2,23	2,05	1,18
ГАЗ-51	6	0,437	1,95	2,20	1,030	2,23	2,48	0,81
	40		1,19	0,94	0,277	2,22	1,97	1,28
ЗИЛ-150	11	0,444	1,85	1,91	1,040	2,32	2,38	0,95
	25		1,29	1,23	0,472	2,33	2,27	1,05
МАЗ-200	12	0,448	1,83	1,93	1,020	2,33	2,43	0,92
	23		1,31	1,21	0,502	2,33	2,23	1,08
МЗМА-400	10	0,414	1,62	1,69	0,628	2,14	2,22	0,93
	14		1,52	1,45	0,525	2,15	2,08	1,06
М-20	12	0,364	1,86	1,96	1,020	2,30	2,40	0,92
	18		1,28	1,18	0,437	2,30	2,20	1,09
ГАЗ-51	11	0,414	1,70	1,61	0,894	2,33	2,24	1,08
	20		1,44	1,53	0,626	2,33	2,42	0,93
ЗИЛ-150	11	0,364	1,82	1,86	0,924	2,25	2,29	0,96
	22		1,32	1,28	0,427	2,24	2,20	1,04

Марка автомобиля	$\frac{Z_{ш}}{Z_k}$	$\operatorname{tg} \alpha_s$	$\frac{S_{\partial m}}{m_s}$	$\frac{S_{\partial \partial}}{m_s}$	$\frac{\Delta S}{m_s}$	$\frac{S_{\partial m}^c + \Delta S p^1)}{m_s}$	$\frac{S_{\partial \partial}^p + \Delta S c^1)}{m_s}$	K_s
МАЗ-200	11	0,364	1,82	1,92	0,982	2,29	2,39	0,92
	22		1,32	1,22	0,473	2,30	2,20	1,09

Примечание. 1) p — рассчитываемое колесо; c — сопряженное.

Приближенное определение коэффициентов времени

(при заданных значениях m , p_{cp} , $\sigma_{ко}$, $p_{\max}$ и $p_{\min}$)

Расчетная формула

$$K_s = \int_{p_{\min}}^{p_{\max}} \left(\frac{p}{p_{\max}} \right)^m f(p) dp + \int_{p_{\max}}^{\infty} f(p) dp,$$

где

$$f(p) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \sigma_{ко}} \cdot e^{-\frac{(p - p_{cp})^2}{2\sigma_{ко}^2}}.$$

1. Определяем $p_{\max} - p_{cp}$ и $p_{\min} - p_{cp}$ в долях $\sigma_{ко}$

$$\frac{p_{\max} - p_{cp}}{\sigma_{ко}} = m'; \quad \frac{p_{\min} - p_{cp}}{\sigma_{ко}} = n'.$$

Из формуляра по графе 1 находим ближайшие величины. Они соответственно обозначены m_1 и n_1 .

2. В пределах от n_1 до m_1 из формуляра определяем сумму произведений $A \times B$.

3. Определяем K_s по формуле

$$K_s = \frac{\sum AB}{p_{\max}^m} + (0,5 - \sum_0^{m_1} A).$$

Пример расчета

Задано: $m = 6$; $p_{cp} = 0,175$; $\sigma_{ко} = 0,07$; $p_{\max} = 0,293$; $p_{\min} = 0$.

1. Определяем m_1 и n_1

$$\frac{0,293 - 0,175}{0,070} = 1,69; \quad \frac{0 - 0,175}{0,070} = -2,5;$$

$$m_1 = 1,6; \quad n_1 = -2,4.$$

2. Определяем K_s

Из расчетного формуляра $\sum AB = 0,7012 \cdot 10^{-4}$; $\sum_0^{m_1} A = 4450 \cdot 10^{-4}$.

Следовательно,

$$K_s = \frac{0,7012}{10^4 \cdot 0,293^6} + (0,5 - 0,445) = 0,111 + 0,055 = 0,166.$$

Расчетный формуляр для определения коэффициентов времени

$\frac{p - p_{cp}}{\sigma_{ко}}$	$A \cdot 10^4$	B	$AB \cdot 10^4$
1	2	3	4
3,2	7	$(p_{cp} + 3,1\sigma_{ко})^m$	
3,0	11	$(p_{cp} + 2,9\sigma_{ко})^m$	
2,8	20	$(p_{cp} + 2,7\sigma_{ко})^m$	
2,6	35	$(p_{cp} + 2,5\sigma_{ко})^m$	
2,4	60	$(p_{cp} + 2,3\sigma_{ко})^m$	
2,2	85	$(p_{cp} + 2,1\sigma_{ко})^m$	
2,0	135	$(p_{cp} + 1,9\sigma_{ко})^m$	
1,8	190	$(p_{cp} + 1,7\sigma_{ко})^m$	
1,6	260	$(p_{cp} + 1,5\sigma_{ко})^m$	
1,4	340	$(p_{cp} + 1,3\sigma_{ко})^m$	
1,2	435	$(p_{cp} + 1,1\sigma_{ко})^m$	
1,0	535	$(p_{cp} + 0,9\sigma_{ко})^m$	
0,8	625	$(p_{cp} + 0,7\sigma_{ко})^m$	
0,6	700	$(p_{cp} + 0,5\sigma_{ко})^m$	
0,4	760	$(p_{cp} + 0,3\sigma_{ко})^m$	
0,2	795	$(p_{cp} + 0,1\sigma_{ко})^m$	
0			
-0,2	795	$(p_{cp} - 0,1\sigma_{ко})^m$	
-0,4	760	$(p_{cp} - 0,3\sigma_{ко})^m$	
-0,6	700	$(p_{cp} - 0,5\sigma_{ко})^m$	
-0,8	625	$(p_{cp} - 0,7\sigma_{ко})^m$	
-1,0	535	$(p_{cp} - 0,9\sigma_{ко})^m$	
-1,2	435	$(p_{cp} - 1,1\sigma_{ко})^m$	
-1,4	340	$(p_{cp} - 1,3\sigma_{ко})^m$	
-1,6	260	$(p_{cp} - 1,5\sigma_{ко})^m$	
-1,8	190	$(p_{cp} - 1,7\sigma_{ко})^m$	
-2,0	135	$(p_{cp} - 1,9\sigma_{ко})^m$	
-2,2	85	$(p_{cp} - 2,1\sigma_{ко})^m$	
-2,4	60	$(p_{cp} - 2,3\sigma_{ко})^m$	
-2,6	35	$(p_{cp} - 2,5\sigma_{ко})^m$	
-2,8	20	$(p_{cp} - 2,7\sigma_{ко})^m$	
-3,0	11	$(p_{cp} - 2,9\sigma_{ко})^m$	

Пример расчета

$\frac{p - p_{cp}}{\sigma_{ко}}$	$A \cdot 10^4$	B	$AB \cdot 10^4$
1	2	3	4
1,6	260	0,280 ^с	0,1250
1,4	340	0,266 ^с	0,1200
1,2	435	0,252 ^с	0,1113
1,0	535	0,238 ^с	0,0974
0,8	625	0,224 ^с	0,0781
0,6	700	0,210 ^с	0,0600
0,4	760	0,196 ^с	0,0431
0,2	795	0,182 ^с	0,0290
0	$10^4 \sum_{0}^{m_1} A = 4450$		
-0,2	795	0,168 ^с	0,0178
-0,4	760	0,154 ^с	0,0101
-0,6	700	0,140 ^с	0,0053
-0,8	625	0,126 ^с	0,0025
-1,0	535	0,112 ^с	0,0011
-1,2	435	0,098 ^с	0,0004
-1,4	340	0,084 ^с	0,0001
-1,6	260	0,070 ^с	—
-1,8	190	0,056 ^с	—
-2,0	135	0,042 ^с	—
-2,2	85	0,028 ^с	—
-2,4	60	0,014 ^с	—

$$AB \cdot 10^4 = 0,7012$$

7. Расчеты шестерен на прочность при динамических нагрузках

Таблица 35

Максимальные динамические моменты на первичных валах коробок передач на различных передачах (по данным табл. 4)

Марка автомо- биля	Пере- дача	$\frac{M_{\kappa\phi} =}{G_{\text{сш}} \cdot 0,7 \cdot r_{\kappa}} = \frac{i_0 \cdot \eta}{\kappa \Gamma \text{М}}$	$\frac{M_{\phi} =}{M_{\kappa\phi}} = \frac{i_{\kappa} \cdot 0,97}{\kappa \Gamma \text{М}}$	I_{κ} $\kappa \Gamma \text{с.м. сек}^2$	$l_p^{(1)}$ d_n мм	$\frac{10^6 \cdot e =}{32 I_p \cdot 10^6} = \frac{G \cdot \pi \cdot d_p^4}{G = 7,5 \cdot 10^5}$	$A = \sqrt{\frac{\Sigma I}{\Sigma e}}$	n_N об/мин	$\frac{M_{\text{доп}} =}{n_N \cdot A} = \frac{9,55 \cdot 1,5 (i_0 \cdot i_{\kappa})^2}{\kappa \Gamma \text{М}}$	$\frac{M_{\phi} =}{M_{\phi} + M_{\text{доп}}} = \frac{M_{\phi}}{M_{\phi} + M_{\text{доп}}}$	M_c $\kappa \Gamma \text{М}$	M_n $\kappa \Gamma \text{М}$	$\frac{M_{\phi}}{\text{рас-}} \frac{M_{\phi}}{\text{чет}}$ $\kappa \Gamma \text{М}$	$\frac{M_{\phi}'}{\text{опыт}}$ $\kappa \Gamma \text{М}$	$K_{\text{дм}}$
МЗМА-400	1 Задн. ход	$\eta = 0,95$ 28,0	8,17 6,27	11,9	655 24	26,8	13,3	3600	10,2 6,1	18,3 12,4	11,4 17,2	5,5 5,5	17,2 12,4	19,6 —	3,13 2,25
М-20	1 Задн. ход	$\eta = 0,95$ 48,5	16,0 13,4	14,1	732 28	16,2	18,6	3600	18,2 12,7	34,2 26,1	16,8 25,2	12,5 12,5	25,2 5,2	32,2 —	2,02 2,02
ГАЗ-12	1 Задн. ход	$\eta = 0,95$ 65,7	21,7 18,1	$\frac{354^2 \cdot 7}{33 \cdot 375^2 \cdot 7,5}$ 27,5	760 32	9,83	33,6	3600	41,4 29,1	63,1 47,2	27,5 41,3	21,5 18,1	41,3 41,3	— —	1,92 2,29
ЗИЛ-110	1 Задн. ход	$\eta = 0,95$ 104,5	44,3 34,1	33,0	860 32	11,1	34,5	3600	77,0 45,6	121,3 79,7	46,8 70,2	37,0 34,1	70,2 70,2	— —	1,90 2,06
ГАЗ-51	1 Задн. ход	$\eta = 0,95$ 182	29,3 24,0	142	932 40	4,95	107	2800	11,5 7,7	40,8 31,7	37,0 55,5	20,5 20,5	40,8 31,7	45,0 —	1,99 1,55
ЗИЛ-150	1 Задн. ход	$\eta = 0,93$ 286	47,3 44,0	256	1007 50	2,19	216	2400	16,1 13,9	63,4 57,9	54,6 81,9	32,6 32,6	63,4 57,9	90,0 —	1,94 1,78
МАЗ-200	1 Задн. ход	$\eta = 0,93$ 485	81,0 74,8	529	1190 58	1,43	384	2000	20,9 17,8	101,9 92,6	107,0 160,5	47,0 47,0	102,0 92,6	100,0 —	2,17 1,97
ЯАЗ-210	1 Задн. ход	$\eta = 0,91$ $i_p = 1,07$ 880	147 136	529	1190 58	1,43	$\frac{\Sigma I - 4I_{\kappa}}{770}$ $\Sigma e = \frac{e}{4}$	2000	36,5 31,2	184 167	130,0 195,0	71,0 71,0	184,0 167,0	— —	2,59 2,35

1) Примечание. Так как податливость полуосей заменяет податливость всей трансмиссии, то следует принимать, что расчетная длина равна полной длине полуоси, а диаметр — минимальному диаметру.

Таблица 36

Расчет зубьев шестерен коробок передач грузовых автомобилей на прочность при динамических нагрузках

Марка автомобиля	Наименование шест.	$\frac{Z_{ш}}{Z_k}$	σ_H	P_H	M_H	M_{max}	$K_{d.m}$	K_K	$K_{H.m}$	K_α	σ_{max}	P_{max}
ГАЗ-51	ППВ	17,43	27,3	5,34	20,5	74,0	3,61	1	0,66	1,15	74,6	19,3
ЗИЛ-150		23,41	17,0	2,46	32,6	109,2	3,35	1	0,81	1,10	50,7	8,24
ЯАЗ-210		27,43	22,9	3,17	71,0	260,0	3,66	1	0,80	1,10	73,6	11,6
ГАЗ-51	I	17,43	47,8	11,2	20,5	40,8	1,99	1	0,83	1,15	90,6	22,3
ЗИЛ-150		14,49	47,0	12,0	32,6	63,4	1,94	1	0,83	1,15	87,0	23,3
ЯАЗ-210		16,62	63,1	14,4	71,0	184,0	2,59	1	0,78	1,15	146	37,3
ГАЗ-51	II	27,33	50,3	8,20	20,5	74,0	3,61	1	0,67	1,15	140,0	29,6
ЗИЛ-150		22,41	31,8	6,40	32,6	109,2	3,35	1	0,79	1,15	96,8	21,4
ЯАЗ-210		22,47	39,1	6,96	71,0	260,0	3,66	1	0,78	1,10	123,0	25,5
ГАЗ-51	III	24,36	34,3	5,04	20,5	74,0	3,61	1	0,66	0,85	69,6	18,2
ЗИЛ-150		31,33	21,0	2,84	32,6	109,2	3,35	1	0,81	1,10	62,7	9,5
ЯАЗ-210		33,37	27,8	3,76	71,0	260,0	3,66	1	0,80	1,10	89,5	13,8
ЗИЛ-150	V	20,44	15,1	2,37	32,6	109,2	3,35	1	0,81	0,90	36,9	7,9
ЯАЗ-210		23,47	19,8	3,04	71,0	260,0	3,66	1	0,80	0,90	52,2	11,1
ГАЗ-51	Задн. ход	17,22	47,8	16,3	—	—	—	—	—	—	—	—
ЗИЛ-150		16,27	37,4	9,70	32,6	57,9	1,78	1	0,82	1,15	62,8	17,3
ЯАЗ-210		16,26	60,0	20,2	—	—	—	—	—	—	—	—
ГАЗ-51	Задн. ход	18,43	75,8	13,9	20,5	31,7	1,55	1	0,82	1,15	111	21,5
ЗИЛ-150		22,49	54,9	9,25	32,6	57,9	1,78	1	0,79	1,15	88,8	16,5
ЯАЗ-210		24,62	94,1	12,8	71,0	167,2	2,35	1	0,78	1,15	198	30,1

Таблица 37

Расчет зубьев шестерен коробок передач легковых автомобилей на прочность при динамических нагрузках

Марка автомобиля	Наименование шестерен	Z_1/Z_2	σ_H кг/мм ²	P_H кг/мм ²	M_c кгм	$M_{\max}^{1)}$ кгм	$M_H^{1)}$ кгм	K_{dm}	K_K	$K_{H\beta}$	$K_{H\alpha}$	$\sigma_{\max}$ кг/мм ²	$P_{\max}$ кг/мм ²
МЗМА-400	ППВ	15/31	31,6	6,11	11,4	22,8	5,5	4,16	1,0	0,69	1,1	99,8	25,4
М-20		15/29	27,9	5,79	16,8	33,6	12,5	2,69	1,0	0,66	1,1	54,5	15,6
ГАЗ-12		15/29	47,9	9,96	27,5	55,0	21,5	2,56	1,0	0,66	1,1	89,0	25,5
ЗИЛ-110		17/26	54,0	7,90	46,8	93,6	37,0	2,53	1,0	0,47	1,1	70,6	20,0
МЗМА-400	I	17/29	39,0	11,9	—	17,2	5,5	3,13	1,0	0,86	1,1	115,0	37,2
М-20		18/29	47,2	10,6	16,8	25,2	12,5	2,02	1,0	0,76	1,15	83,2	21,4
ГАЗ-12		18/29	81,4	18,3	27,5	41,3	21,5	1,92	1,0	0,76	1,15	136	35,1
ЗИЛ-110		17/27	52,0	9,43	46,8	70,2	37,0	1,90	1,0	0,67	1,1	72,8	17,9
МЗМА-400	II	21/25	34,0	6,05	11,4	22,8	5,5	4,16	1,0	0,69	0,9	88,0	25,2
М-20		22/24	40,8	6,27	16,8	33,6	12,5	2,69	1,0	0,72	0,9	71,1	16,9
ГАЗ-12		22/24	70,1	10,3	27,5	55,0	21,5	2,56	1,0	0,72	0,9	116	26,4
ЗИЛ-110		23/23	56,6	8,12	46,8	93,6	37,0	2,53	1,0	0,54	1,1	85,0	20,5
МЗМА-400	Задн. ход	13/47	53,7	18,7	—	12,4	5,5	2,25	1,0	0,86	1,1	114,0	42,1
М-20		15/18	36,7	11,6	—	25,2	12,5	2,02	1,0	0,78	1,15	66,5	23,4
ГАЗ-12		15/18	53,1	16,7	—	41,3	18,1	2,29	1,0	0,78	1,15	109	38,2
ЗИЛ-110		15/15	62,6	21,1	—	70,2	34,1	2,06	1,0	0,56	1,15	83,0	43,5
МЗМА-400	Задн. ход	17/29	59,5	15,6	—	12,4	5,5	2,25	1,0	0,86	1,1	126	35,1
М-20		18/29	56,1	12,8	—	25,2	12,5	2,02	1,0	0,76	1,15	99,0	25,8
ГАЗ-12		18/29	80,9	18,5	—	41,3	18,1	2,29	1,0	0,76	1,15	162	42,4
ЗИЛ-110		15/31	86,1	17,7	—	70,2	34,1	2,06	1,0	0,66	1,15	135	36,5

¹⁾ В таблице приведены моменты, возникающие на первичном валу к. п. п.

Таблица 38

Расчет зубьев конических колес трансмиссий грузовых автомобилей на прочность при динамических нагрузках

Марка автомобиля	$\frac{Z_{ш}}{Z_{к}}$	$M_{м}$	$K_{д.м}$	$K_{к}$	$K_{у.}$	$\frac{Z_{шэ}}{Z_{кэ}}$	$\frac{d_{шэ}}{d_{кэ}}$	$\frac{h_{ш}'}{h_{к}'}$	$\alpha_{е\omega}$	$\alpha_{м}$	$R_{м}$	x	h	$K_{и.м}$	σ_{max}	$\left(\frac{q}{\rho}\right)_{max}$
ГАЗ-51	$\frac{6}{40}$	280	2,20	1,0	$\frac{1,1}{0,9}$	—	—	—	—	—	—	—	—	0,69	$\frac{92,3}{123,0}$	48,0
ЗИС-150	$\frac{11}{25}$	400	2,03	1,2	$\frac{1,1}{0,9}$	—	—	—	—	—	—	—	—	0,67	$\frac{100,0}{98,5}$	23,4
МАЗ-200	$\frac{12}{23}$	600	2,13	1,2	$\frac{1,1}{0,9}$	—	—	—	—	—	—	—	—	0,66	$\frac{80,7}{81,6}$	17,9
ГАЗ-51	$\frac{11}{20}$	156	$\frac{2,20}{1,25}$	1,0	$\frac{1,15}{0,85}$	$\frac{12,6}{41,5}$	$\frac{62,8}{207,0}$	$\frac{5,41}{3,78}$	27°07'	30°33'	33,6	3,21	10,2	$\frac{0,68}{—}$	165,0	40,5
ЗИЛ-150	$\frac{11}{22}$	227	$\frac{2,03}{1,25}$	1,0	$\frac{1,15}{0,85}$	$\frac{12,3}{49,2}$	$\frac{78,1}{312,0}$	$\frac{8,05}{3,73}$	23°13'	31°35'	43,1	4,00	13,1	$\frac{0,69}{—}$	108,0	30,4
МАЗ-200	$\frac{11}{22}$	364	$\frac{2,13}{1,25}$	1,0	$\frac{1,15}{0,85}$	$\frac{12,3}{49,2}$	$\frac{98,4}{394,0}$	$\frac{10,80}{5,20}$	23°51'	29°21'	53,1	6,90	17,5	$\frac{0,61}{—}$	$\frac{82,0}{—}$	24,3

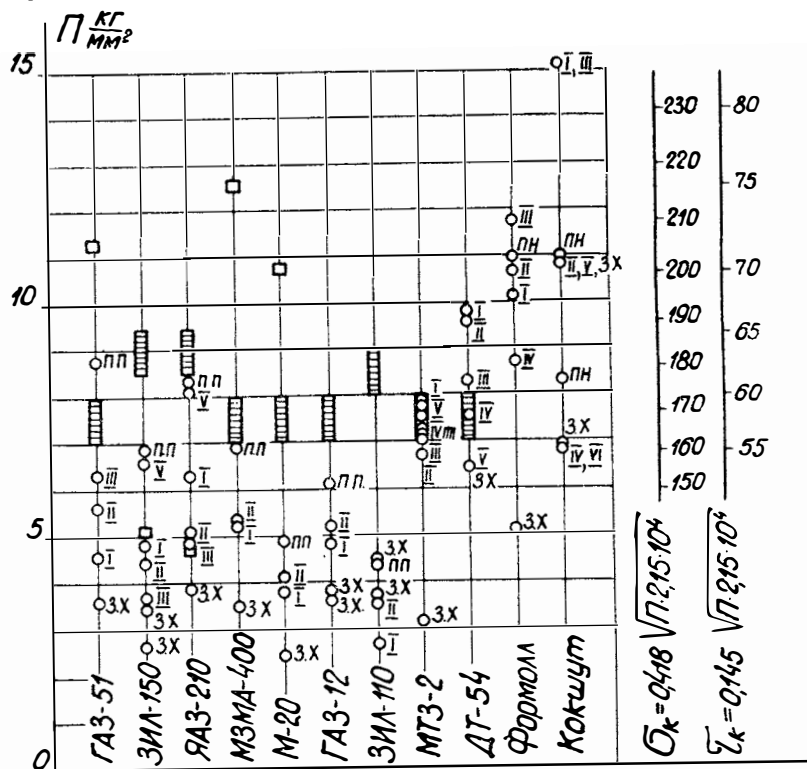
8. Выводы из расчетов

Расчеты шестерен, приведенные в таблицах, показывают, что принятый метод с последовательным определением номинальных (геометрических), действительных и затем эквивалентных напряжений обладает четкостью расчетов и дает возможность легко изменять отдельные коэффициенты и параметры для проверки новых теорий и предложений.

Например, можно определять напряжения на изгиб, пользуясь различными гипотезами; возможно изменить методику расчета динамических нагрузок, принять одинаковыми коэффициенты K_d и K_d' и т. д.

Результаты расчетов представлены на рис. 29—32. Из рис. 29 видно, что контактные напряжения для большинства шестерен лежат в пределах от 3 до 9 кг/мм².

Большие величины напряжений (3—9 кг/мм²) имеют шестерни тракторов Формолл—М и Кокшут; это говорит о том, что трансмиссии указанных тракторов рассчитаны не на 6000 час, а на меньшее число часов работы.



Марка	ГАЗ-51	ЗИЛ-150	ЯАЗ-210	МАЗ-200	МЗМА-400	М-20	ГАЗ-12	ЗИЛ-110	МТЗ-2	ДТ-54	Формолл	Кокшут
Матер	40Х	18ХГТ	12ХНЗА		35Х	38ХА	38ХА	18ХНМА	18ХГТ	18ХГТ	—	—
М _р	205	326	71	47	5,5	12,5	21,5	37	19	29,8	19,5	17,5

Рис. 29. Контактные напряжения на зубьях шестерен трансмиссий автомобилей и тракторов;

О — напряжения в зубьях шестерен коробок передач,

□ — напряжения в зубьях шестерен главных передач,

||||| — предельные напряжения при 10⁷ циклов.

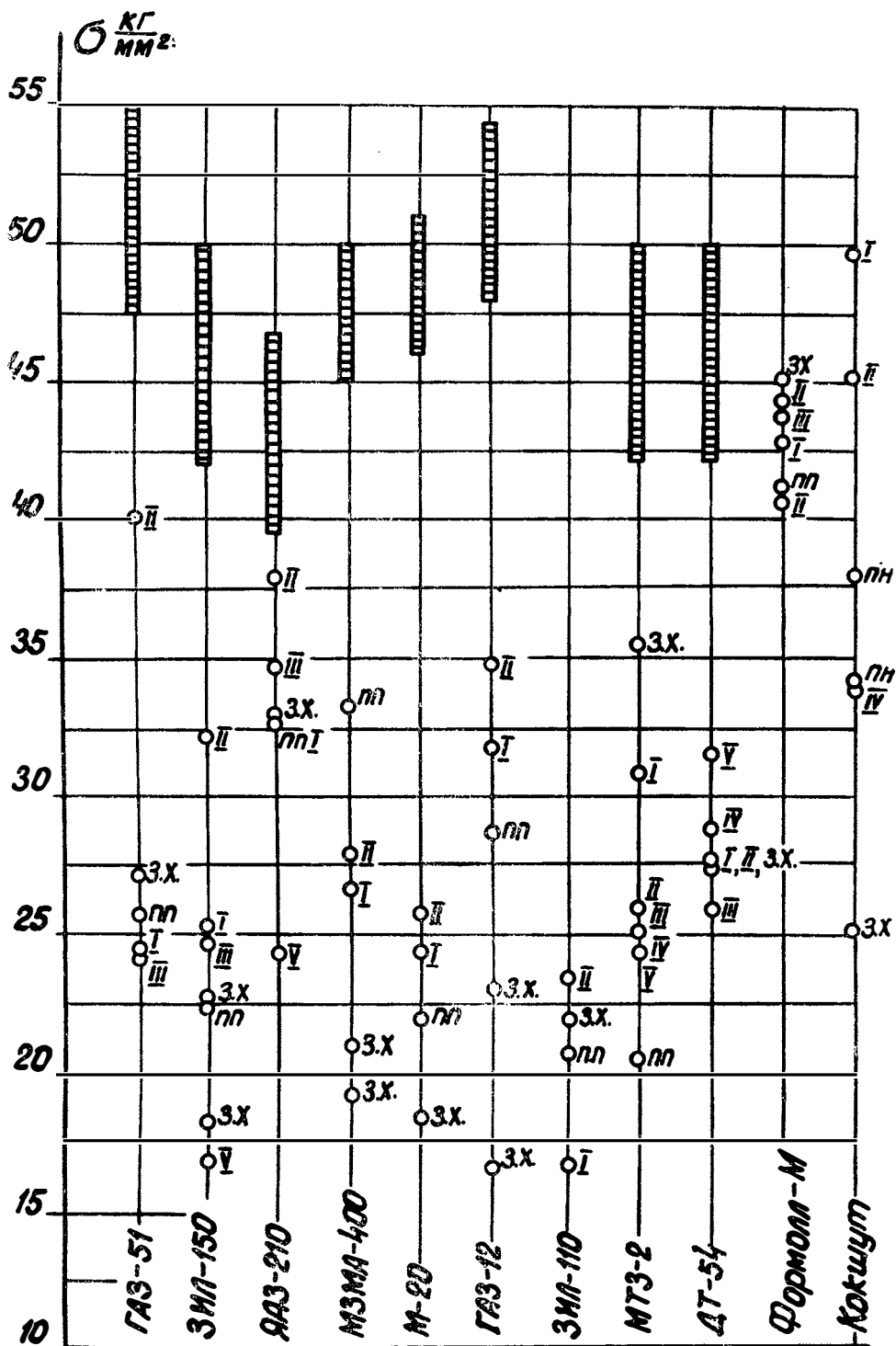


Рис. 30. Напряжения изгиба в зубьях шестерен трансмиссий автомобилей и тракторов.

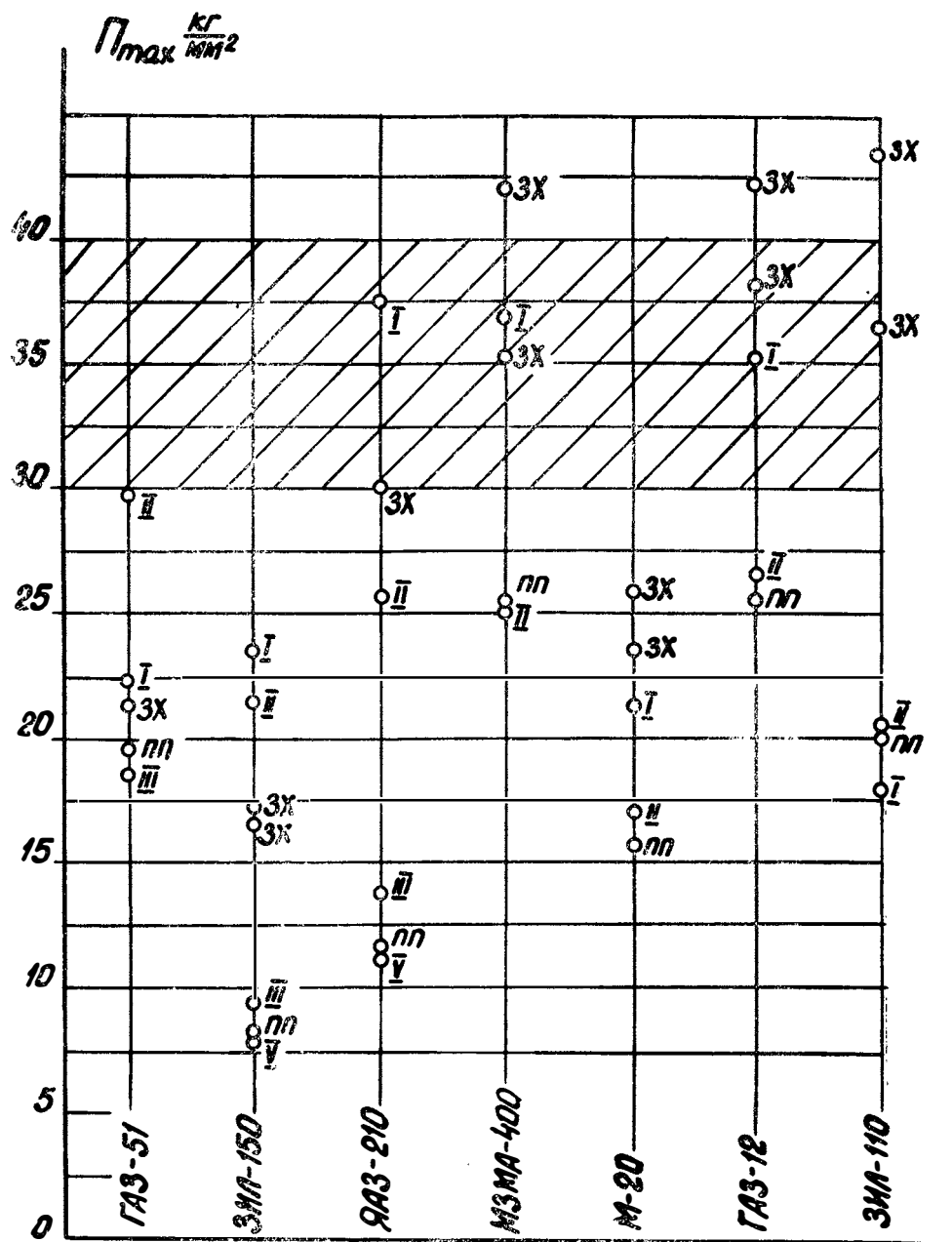


Рис. 31. Максимальные контактные напряжения на зубьях шестерен трансмиссий автомобилей.

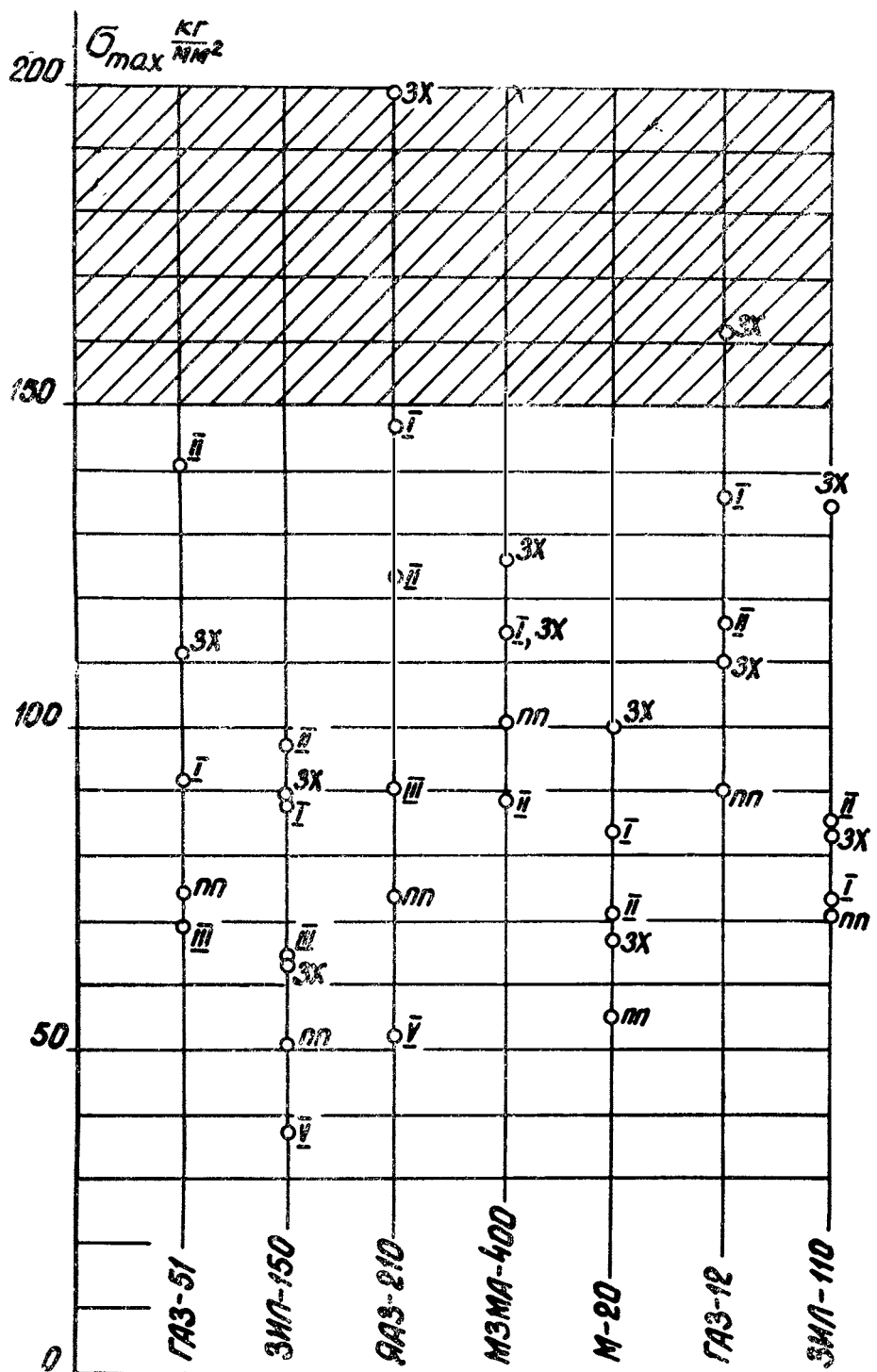


Рис. 32. Максимальные напряжения изгиба в зубьях шестерен трансмиссий автомобилей.

Из рис. 30 видно, что напряжения на изгиб для большинства шестерен лежат в пределах от 20 кг/мм^2 до 35 кг/мм^2 , в то время как предельные — от 39 кг/мм^2 до 50 кг/мм^2 . Значительные резервы по напряжениям на изгиб имеют шестерни коробок передач МЗМА-400 (при M расчетном $5,5 \text{ кгм}$), М-20 (при M расчетном $12,5 \text{ кгм}$), МТЗ-2 и ДТ-54.

Напряжения на изгиб в шестернях коробок передач тракторов Формолл—М и Кокшут соответствуют предельно-допустимым величинам.

Рис. 31 показывает, что максимальные контактные напряжения составляют $30—50 \text{ кг/мм}^2$; в это же время максимально-допустимые напряжения по рекомендациям ряда исследователей $30—40 \text{ кг/мм}^2$.

Из рис. 32 видно, что максимальные напряжения на изгиб изменяются в пределах от 50 до 150 кг/мм^2 для большинства шестерен, в то время как предельно-допустимые величины составляют $150—200 \text{ кг/мм}^2$.

Большая разница в величинах напряжений говорит о том, что не все шестерни равно напряжены при действии динамических моментов. Наличие напряжений для шестерен заднего хода ЯАЗ-210 и ГАЗ-12, превышающих 150 кг/мм^2 , говорит, во-первых, о том, что величина 150 кг/мм^2 достаточно условна и в действительности она, очевидно, выше, и, во-вторых, о том, что необходимо провести эксперименты по определению динамических нагрузок на автомобилях типа ЯАЗ-210 и ГАЗ-12 и уточнить рекомендуемую методику по расчету динамических нагрузок для машин данных классов.

9. Предельно-рекомендуемые напряжения шестерен и механические свойства металлов

Предельно-рекомендуемые напряжения при расчетах на выносливость

1. Поверхностную напряженность $\Pi = \frac{q}{\rho}$ следует сравнивать с предельной поверхностной напряженностью, соответствующей испытанию шестерен. Если отсутствуют данные непосредственно по шестерням, то необходимо ориентироваться на данные по испытанию роликов.

Причем предельные напряжения для шестерен

$$\Pi_n = \Pi_{no} \frac{\Pi_{n1}}{\Pi_{no1}},$$

где Π_{n1} — известное предельное напряжение для шестерен из аналогичного материала;

Π_{no1} — известное предельное напряжение для образца из того же материала, что и Π_{n1} .

2. Напряжения изгиба у корня зуба следует сравнивать с пределом выносливости шестерен; если данные непосредственных испытаний шестерен отсутствуют, то следует сравнивать с пределом выносливости образца при изгибе σ_{-1} (образца термообработанного, но без цементации или цианирования). Повышение предела выносливости при цементации или цианировании идет в запас прочности, а также является известной гарантией того, что усталостных поломок не произойдет раньше расчетных сроков при неизбежном разбросе в значениях пределов выносливости.

Таблица 39

Основные показатели механических свойств сталей, применяемых для шестерен и предельные напряжения при испытании шестерен

Марка стали	$\sigma_T \frac{кг}{мм^2}$ (предел текучести)			$\sigma_R \frac{кг}{мм^2}$ (предел прочн.)			R_c или H_B (твердость)			$\sigma_{-1} \frac{кг}{мм^2}$ (предел выносливости)			$\sigma_k \frac{кг}{мм^2}$, $\Pi_n \frac{кг}{мм^2}$ (поверхностное напряже- ние при 10^7 циклов)			Поверхно- стное на- пряжение смятия		
	по ГОСТ 4543—48	образец с цемент. и термообработ.	σ_T при испытан. зубьев	$\sigma_R \frac{кг}{мм^2}$ при растя- жении		σ _в при поломках зубьев	поверхность, термиче- ски обработанная	сердцевина без термо- обработки	в отожженном или нормализов. состоянии	образец без цементации	образец с цементацией или цианированием	натурные испытания шестерен	напряжения для образцов		напряжения при натурных испытаниях		напряжения при натур- ных испы- таниях	
				по ГОСТ 4543—48	цементацией и термообр.								σ_k	$\sigma^2_k = \frac{\sigma^2_k}{3760}$ $\Pi_n = \frac{\sigma^2_k}{3760}$	σ_k	$\sigma^2_k = \frac{\sigma^2_k}{3760}$ $\Pi_n = \frac{\sigma^2_k}{3760}$	$\sigma_{с.м}$	$\sigma^2_{с.м} = \frac{\sigma^2_{с.м}}{3760}$ $\Pi_{с.м} = \frac{\sigma^2_{с.м}}{3760}$
40X	80			100			46—53		217	48—66,5		47,5—55				7—8	$\frac{R^2_{с.м}}{80} \left(R_c \text{ поверхности при } Re_{с.м} > 32 \right)$	
40XH	80			100			50—54		207	40								
40XФА	75			90					241	38								
12X2H4A	85			110	170	56—62	до 450	269	45—55	108								
12XH3A	75			95	170	58—62	26—40	217	39—47		39—47	240			8,5—9,5			
18XHBA	85	135		115	150	58—62	35	269	54—60									
18XГТ	80	95		110	115	60—62	400	228		84	42—50							
20X	60			80		58—60	160—180	179	38—50	58—66								
20X3	90	109—114		110	130	56—62	40—43	207	22—34									
20XH3A	75			95				241	43—45									
20XHM	114			133	200	58—65	40		48	71					8—9			
20XГБ	80/114			100/138		58—65	30—40		64	82								
30XГТ	145/160			150/175		58—62	35	170—217		76—88								
30XMA	75			95				229	47									

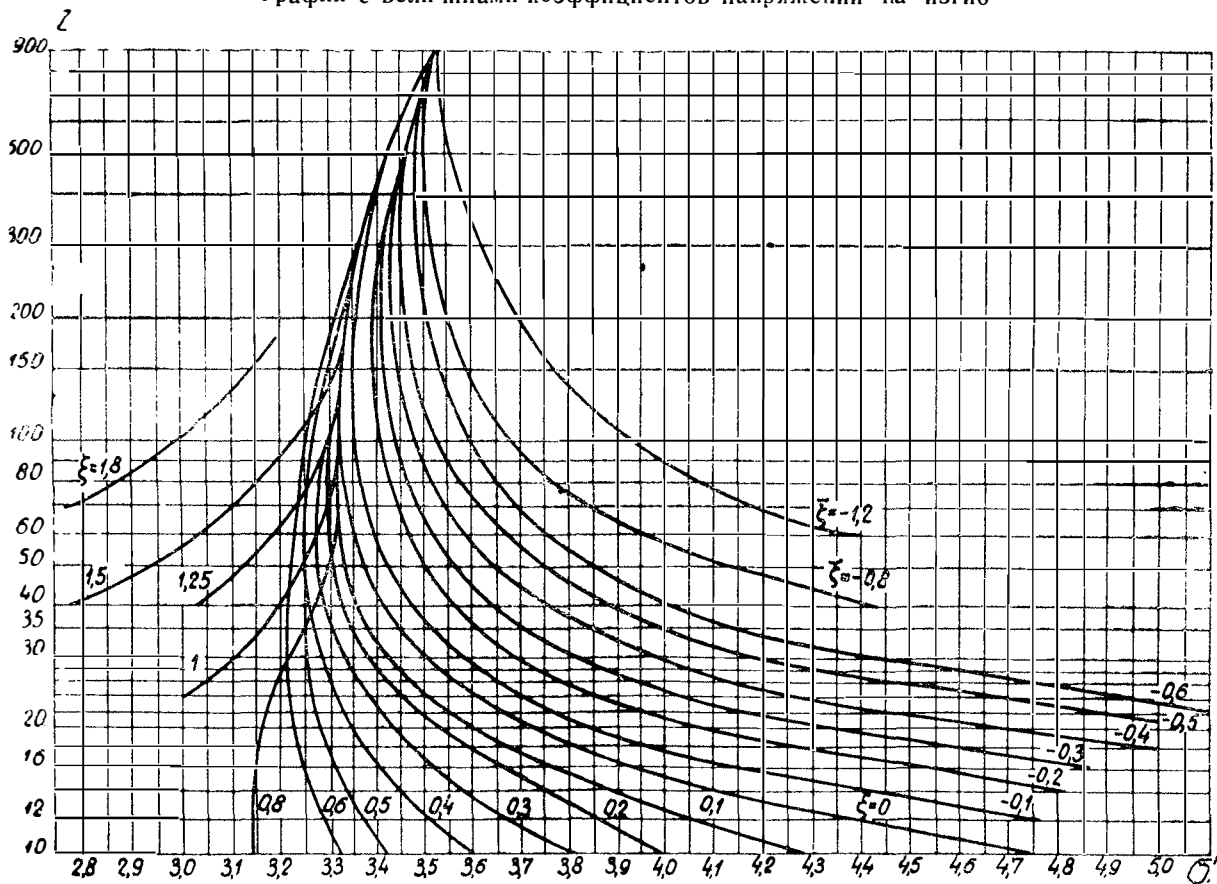


Рис.33.

Предельно-рекомендуемые напряжения при расчетах на максимальные пиковые нагрузки

1. Максимальные напряжения на изгиб следует сравнивать с предельными напряжениями, соответствующими поломкам зубьев шестерен.

Так как расчетный динамический момент является эксплуатационно-максимальным и имеется значительный разброс величин предельных напряжений, то следует при расчетах вводить коэффициент запаса.

Должно выдерживаться соотношение:

$$\sigma_{\max} = \frac{\sigma_{\text{пол}}}{1,2 \div 1,5}.$$

2. Максимальные поверхностные напряжения следует сравнивать с предельными напряжениями, вызывающими смятие рабочих профилей зубьев.

Рекомендуемые предельные напряжения помещены в табл. 39.

ЛИТЕРАТУРА

1. Белянкин Ф. П. О расчете по предельным состояниям в машиностроении. Изд. АН УССР, Киев, 1953.
2. Болтинский В. Н. Автотракторные двигатели, ОГИЗ, Сельхозгиз, М., 1948.
3. Волков Д. П. Динамические нагрузки в универсальных экскаваторах-кранах, Машгиз, М., 1958.
4. Детали машин, кн. 1, под ред. Ачеркана Н. С., Машгиз, М., 1953.
5. Детали машин, под ред. Колчина Н. И., Машгиз, М.-Л., 1953.
6. Динамика и прочность коленчатых валов, Сб. статей под ред. Серенсена С. В., изд. АН СССР, М.-Л., 1948.
7. Лурье И. А. Крутильные колебания в дизельных установках, Гос. военноморское изд. НКВМФ СССР, М.-Л., 1940.
8. Методика расчета на прочность шестерен автомобильных коробок передач, отчет Научно-исслед. автомобильного и автомоторного института (НАМИ), М., 1955.
9. Нормаль (проект) для проектирования и расчета шестерен, отчет Белорусского политехнического института, Минск, 1956.
10. Петров В. А. и Малявинский А. М. Автомобильные двигатели, изд. Министерства коммунального хозяйства РСФСР, М.-Л., 1947.
11. Пономарев С. Д. и др. Основы современных методов расчета на прочность в машиностроении, Машгиз, М., 1952.
12. Серенсен С. В. и др. Несущая способность и расчеты деталей машин, Машгиз, М., 1954.
13. Строительные нормы и правила, ч. II, Нормы строительного проектирования, М., 1954.
14. Цитович И. С. Конструирование карданной передачи автомобиля, Сб. трудов Белорусского политехнического института № 1, Гос. изд. БССР, Минск, 1951.
15. Цитович И. С. Проектирование и расчет зубчатых колес автомобилей, Автомобильная и тракторная промышленность, № 7, 1954.
16. Цитович И. С. Динамические нагрузки трансмиссии автомобиля, Машиностроитель Белоруссии, Госиздат БССР, Минск, вып. 2 (3), 1957.
17. Чудаков Е. А. Расчет автомобиля, Машгиз, М., 1947.
18. Энциклопедический справочник „Машиностроение“, Машгиз, М., т. 10, 1948.
19. Энциклопедический справочник „Машиностроение“, Машгиз, М., т. 11, 1948.

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Предисловие	3
Основные обозначения	4
Глава I. Методика расчетов по предельным состояниям деталей автомобиля	
1. Анализ методов по расчету деталей машин	7
2. Выбор нагрузочных режимов для расчета трансмиссий автомобилей и тракторов	12
3. Расчет основных валов автомобилей по предельным состояниям	36
4. Расчет шестерен автомобиля по предельным состояниям	44
5. Расчет подшипников качения автомобиля по предельным состояниям	66
6. Выводы о применимости в автомобилестроении отдельных методов расчета	79
Глава II. Расчеты шестерен трансмиссий автомобилей и тракторов	
1. Расчеты шестерен коробок передач ГАЗ-51, ЗИЛ-150 и ЯАЗ-210	82
2. Расчеты шестерен коробок передач МЗМА-400, М-20, ГАЗ-12 и ЗИЛ-110	88
3. Расчеты шестерен коробок передач тракторов МТЗ-2, ДТ-54, Формолл—М и Кокшут	92
4. Расчеты цилиндрических шестерен задних мостов автомобиля МАЗ-205 и тракторов МТЗ-2 и ДТ-54	100
5. Расчеты конических шестерен трансмиссий автомобилей	102
6. Расчеты отдельных коэффициентов, входящих в таблицы	105
7. Расчеты шестерен на прочность при динамических нагрузках	110
8. Выводы из расчетов	114
9. Предельно-рекомендуемые напряжения и основные свойства металлов	118
Приложение	
График с величинами коэффициентов напряжений на изгиб	120
Литература	121

Редактор А. Г. Блюм
Техредактор С. А. Песина
Корректор Т. В. Концевая

Печатается по постановлению РИС• БПИ имени И. В. Сталина

АТ 10442	Сдано в набор 4-II-60 г.	Подписано к печати 15/VII-60 г.
Формат 70×108 ¹ / ₁₆	Бум. л. 3,8	Печ. л. 7 ³ / ₄
	Уч. изд. л. 7,5	Усл. п. л. 10,275
Тираж 2500	Цена 6 руб. 25 коп.	Заказ 684.

Ф-ка „Полеспечать“, Главиздата Министерства культуры БССР. Гомель. Советская, 1•

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Стр.	Строка	Напечатано	Следует читать
61	16 сверху	$\sqrt{\frac{60 \cdot 120 \cdot 0,015 \cdot 208}{2 \cdot 10^6}}$	$\sqrt[9]{\frac{60 \cdot 120 \cdot 0,015 \cdot 208}{2 \cdot 10^6}}$
66	12 сверху	K_{H2}	K_{H1}
68	7 снизу	$T = (T_1 + T_2 + \dots T_x) \left(\frac{Q_{KT}}{Q_K} \right)^{3,33}$	$T = (T_1 + T_2 + \dots T_x) \left(\frac{Q_K}{Q_{KT}} \right)^{3,33}$

Цитович И. С. „Расчеты по предельным состояниям валов, шестерен и подшипников автомобиля“. Заказ 684.

Цена 6 р. 25 к.

С 1.1 1961 года цена 63 коп.