РЕКОМЕНДАЦИИ

РАСЧЕТЫ И ИСПЫТАНИЯ НА ПРОЧНОСТЬ. РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ ВАЛОВ И ОСЕЙ

Р 50—83—88

30 коп. БЗ 9—88/9

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СССР ПО СТАНДАРТАМ

Москва 1989

gost.e-ecolog.ru

УДК 621.824:62-233:001.24 (083.96) Группа Г02

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО СТАНДАРТИЗАЦИИ

РЕКОМЕНДАЦИИ
РАСЧЕТЫ И ИСПЫТАНИЯ НА ПРОЧНОСТЬ
РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ВАЛОВ И ОСЕЙ

Р 50—83—88

ОКСТУ 4303

Дата введения 01.07.89

В настоящих рекомендациях стандартизованы общие положения расчета на прочность валов и осей при статических и циклических нагрузках, наличии или отсутствии концентрации напряжений с учетом заданной вероятности разрушения и масштабного фактора.

Рекомендации распространяются на стальные валы и оси, подвергаемые термической, термохимической обработкам и (или) поверхностному упрочнению и предназначены для работников научно-исследовательских институтов, конструкторских бюро и заводских лабораторий, занимающихся их проектированием и расчетами на прочность.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. В ряде справочников, учебников и учебных пособий расчет на сопротивление усталости валов и осей рекомендуется производить в предположении регулярности режима нагружения по формулам Серенсена — Кинасошвили.

В валах и осях регулярные напряжения, как правило, не встречаются.

В связи с этим основное внимание уделено методам расчета валов и осей на сопротивление усталости при нерегулярном нагружении, в частности при случайном и блочном.

Методы основаны на сведении случайного нагружения к блочному путем схематизации случайных процессов по методам полных циклов или дождя и приведении амплитуд асимметричных циклов к эквивалентным амплитудам симметричного цикла по ГОСТ 25.101.

© Издательство стандартов, 1989

Накопление усталостных повреждений при блочном нагружении учитывается путем применения корректированной линейной гипотезы суммирования (2). Как показано в ряде работ путем обобщения многочисленных экспериментальных данных, опубликованных в мировой литературе, корректированная гипотеза дает в статистическом смысле существенно более точные результаты в оценке долговечности, чем линейная гипотеза без корректировки (1, 2, 5).

Расчетная оценка медианных значений и коэффициентов вариации пределов выносливости валов и осей осуществляется по ГОСТ 25.504.

Основное внимание в настоящих рекомендациях уделено методам расчета функций распределения долговечности (ФРД) валов и осей, представляющих собой зависимость вероятности разрушения от наработки (долговечности) в условиях эксплуатации. Эти функции являются основной характеристикой надежности и долговечности деталей, определяют медианные и гамма-процентные ресурсы, задаваемые в технических условиях на проектируемую машину. Расчет ФРД на стадии проектирования и доводки опытного экземпляра машины позволяет оценить удовлетворение требований по надежности, найти оптимальные конструктивно-технологические решения, получить исходные данные для расчета объема выпуска запасных частей и решать другие практические задачи. Расчет ФРД осуществляется вероятностными методами, разработанными в ИМАШ АН СССР (2), изложенными в методических указаниях РД 50—607 Госстандарта СССР.

Изложенные вероятностные методы расчета усталостной долговечности используются в ряде отраслей машиностроения, а также получили отражение в многочисленной справочной, монографической и учебной литературе. Опыт промышленного применения этих методов показал их эффективность и прогрессивность.

Пример 1 (приложение 9) показывает, как с помощью этих методов может быть оценен эффект от применения тех или иных конструктивно-технологических мероприятий в смысле повышения надежности и долговечности деталей. Так, медианная долговечность вала с прямобочными шлицами составляет $\tilde{L} \approx 2{,}5$ года, а долговечность, соответствующая вероятности разрушения 10 % (гамма-процентная долговечность L_γ при $\gamma = 90\ \%$) $L_\gamma \approx 1$ год, (кривая *1*, черт. 10), что явно недостаточно. Введение эвольвентных шлиц (кривая *2*) повышает $\tilde{L}$ до 10 лет (т. е. в 4 раза), а L_γ до 3,5 лет (т. е. в 3,5 раза). Введение дополнительной обкатки шлиц повышает медианный ресурс неограниченно, а гамма-процентный ресурс L_γ до 15 лет, то есть в 15 раз по сравнению с исходным вариантом.

Таким образом расчеты показали, что введение 2 недорогостоящих мероприятий: замена прямобочных шлиц эвольвентными и наклеп поверхности накаткой приводит к резкому повышению надежности и долговечности. Так как при этом получаются количественные оценки долговечности по параметру вероятности разрушения, то это позволит дать технико-экономические оценки целесообразности применения различных конструктивно-технологических мероприятий. Точность расчета ФРД зависит от объема исходной экспериментальной информации. Опыт применения этих методов в промышленности показывает, что при используемых в настоящее время объемах экспериментальной информации по нагруженности и прочности расчетные ФРД находятся в удовлетворительном соответствии с эмпирическими ФРД, найденными по статистическим данным об отказах в эксплуатации.

В случае ограниченного количества экспериментальной информации расчет валов и осей на сопротивление усталости может быть выполнен по коэффициентам запаса прочности с использованием понятий эквивалентных напряжений (разд. 3).

1.2. Термины и обозначения, применяемые в методических указаниях:

относящиеся к геометрии и кинематике зубчатых передач — по ГОСТ 16530, ГОСТ 16531, ГОСТ 19325, ГОСТ 18498;

относящиеся к прочностным расчетам — по ГОСТ 21354, ГОСТ 23207, ГОСТ 25.502, ГОСТ 25.504, ГОСТ 25.101, ГОСТ 25.507, РД 50—607, МР 206.

Перечень основных обозначений, применяемых в методических указаниях, приведен в приложении 1.

1.3. Силы, действующие на валы и оси, при составлении расчетных схем подразделяют на:

силы, меняющие положение относительно вала или оси и вызывающие в волокнах знакопеременные напряжения;

силы, не меняющие положение относительно вала или оси, т. е. вращающиеся вместе с валом или осью и вызывающие в волокнах постоянные по знаку напряжения.

Формулы для определения усилий, действующих на валы и оси со стороны зубчатых колес, приведены в табл. 2.

1.4. Характеристики сопротивления усталости валов и осей определяются по ГОСТ 25.504 и методическим рекомендациям МР 206.

1.5. Экспериментальное определение характеристик сопротивления усталости лабораторных образцов, моделей и натурных валов и осей — по ГОСТ 25.502 и ГОСТ 25 507.

1.6. Статистическая обработка данных измерений эксплуатационной нагруженности валов и осей и представления результатов — по ГОСТ 25.101, МР 75, МР 55.

1.7. Расчет усталостной долговечности валов и осей по параметру вероятности разрушения — по методическим указаниям РД 50—607.

1.8. Перед проведением расчета прочности валов и осей необходимо:

выполнить чертеж вала или оси с сопрягаемыми деталями;

разбить вал или ось на ступени с различной геометрической характеристикой поперечных сечений, границы ступеней обозначить арабскими цифрами по возрастанию слева направо;

проставить линейные размеры длин ступеней вала или оси, их диаметров, а также расстояний между силами, действующими на вал или ось с учетом установочных баз подшипников, определяемых по приложению 3;

проставить поля допусков вала или оси, переходные радиусы и их допуски между ступенями вала или оси, а также другие геометрические параметры источников концентрации напряжений.

1.9. Геометрические характеристики поперечных сечений определяются по формулам п. 2.6 и табл. 5, 6 приложения 4.

1.10. Методы конструктивного упрочнения вала или оси в местах посадки подшипников приведены в приложении 5.

1.11. Коэффициенты K_v влияния технологических методов поверхностного упрочнения на пределы выносливости приведены в приложении 6.

1.12. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений K_σ, K_τ для валов и осей приведены в приложении 7.

1.13. Таблица функции нормального распределения приведена в приложении 8.

1.14. Примеры расчета приведены в приложении 9.

2. РАСЧЕТ НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ

2.1. Статическую прочность рассчитывают по максимальным внешним нагрузкам, действующим на вал или ось — крутящему моменту T_{max} (в случае вала), сосредоточенным и распределенным силам, изгибающим моментам (в случае вала и оси).

2.2. Максимальный момент T_{max} за срок службы определяют с учетом специфики машины (по моменту опрокидывания электродвигателя, по предельному моменту при наличии предохранительных элементов, с учетом инерционных моментов при внезапном торможении без предохранительных элементов и т. п.).

Для выявления максимального за срок службы крутящего и изгибающего моментов следует выполнить анализ режимов работы машины, узла или детали, режимов нагружения сечений вала или оси и выбрать расчетные режимы и расчетные сечения.

2.3. Опорные реакции определяют в двух взаимно перпендикулярных плоскостях отдельно от сил, меняющих R_z^M, R_y^M и не меня-

ющих R_z^i, R_y^i положение относительно вала, с учетом всех сил и моментов, действующих на вал.

2.4. Определяют максимальные осевые силы F_{max} растяжения (сжатия), действующие в рассматриваемых поперечных сечениях вала, соответствующие T_{max}.

2.5. Определение изгибающих и крутящих моментов и построение эпюр

2.5.1. Определяют составляющие изгибающих моментов отдельно от сил, меняющих $M_{zi}^{м}$, $M_{yi}^{м}$ и не меняющих $M_i^{н}$ положение относительно вала, в плоскостях *zox* и *yox* для сечений, в которых приложены сосредоточенные силы (внешние силы и опорные реакции) и в местах изменений сечений вала, а также суммарный момент $M_i^{н}$ от сил, не меняющих положение относительно вала (ось *x* совпадает с осью вала или оси, оси *y* и *z* лежат в плоскости, перпендикулярной к оси вала).

2.5.2. Определяются изгибающие моменты $M^{п}$ и $M^{л}$ справа и слева от сечения в местах приложения осевых сил, смещенных относительно оси вала.

2.5.3. Суммарные изгибающие моменты $M_i^{м}$ от сил, меняющих положение относительно вала, определяют по формуле

$$M_i^{м}=\sqrt{(M_{zi}^{м})^2+(M_{yi}^{м})^2},$$

где i — индекс сечения.

2.5.4. Максимальные изгибающие моменты $M_{max\,i}$ определяют по формуле

$$M_{max\,i}=M_i^{м}+M_i^{н}.$$

2.5.5. Строятся эпюры изгибающих моментов $M^{м}$ и $M^{н}$ раздельно для сил меняющих и не меняющих положение относительно вала.

2.5.6. Строятся эпюры результирующих изгибающих моментов путем арифметического суммирования ординат эпюр для сил, меняющих и не меняющих положение относительно вала.

2.5.7. Строится эпюра крутящего момента T_{max}.

2.5.7.1. В шпоночном соединении за точку приложения силы, создающей крутящий момент, принимается середина минимальной длины площадки контакта шпонки с сопрягаемыми деталями.

2.5.7.2. В шлицевом соединении за точку приложения крутящего момента принимается середина длины площади контакта сопрягаемых деталей. Если длина контакта больше диаметра впадин шлицев, то эпюра крутящего момента принимается по закону треугольника с вершиной у края шлицев.

2.6. Геометрические характеристики поперечного сечения:
момент сопротивления при изгибе $W_и$,
момент сопротивления при кручении $W_к$,

площадь поперечного сечения A **— вычисляются по нетто-сечению по формулам:**

для валов с одной шпоночной канавкой

$$A=\frac{\pi d^2}{4}-\frac{bh}{2}\ ;\ W_{\text{и}}=\frac{\pi d^3}{32}-\frac{bh(2d-h)^2}{16d}\ ;\ W_{\text{к}}=\frac{\pi d^3}{16}-\frac{bh(2d-h)^2}{16d}\ ; \quad (1)$$

для валов с двумя противоположными шпоночными канавками

$$A=\frac{\pi d^2}{4}-bh;\ W_{\text{и}}=\frac{\pi d^3}{16}-\frac{bh(2d-h)^2}{8d}\ ;\ W_{\text{к}}=\frac{\pi d^3}{16}-\frac{bh(2d-h)^2}{8d}\ ; \quad (1)$$

для валов с прямобочными шлицами

$$A=\frac{\pi d^2}{4}+bz\,\frac{D-d}{2}\ ;$$

$$W_{\text{и}}=\frac{\pi D^4-bz(D-d)(D+d)^2}{32D}\ ;\qquad W_{\text{к}}=\frac{\pi D^4-bz(D-d)(D+d)^2}{16D}\ . \quad (2)$$

Для валов с эвольвентными шлицами и для вала-шестерни в сечении по зубьям геометрические характеристики поперечного сечения даны в табл. 1 и 2 приложения 4.

Для валов с треугольными шлицами $A=\frac{\pi Dd}{4}$;

$$W_{\text{и}}=\frac{\pi D^3}{32}\left[1-\frac{8}{9}\left(1-\frac{d}{D}\right)\left(1+\frac{d}{2D}\right)^2\right]\ ;\ W_{\text{к}}=\frac{\pi D^3}{16}\left[1-\frac{8}{9}\left(1-\right.\right.$$

$$\left.\left.-\frac{d}{D}\right)\left(1+\frac{d}{2D}\right)^2\right]. \quad (3)$$

Здесь b — ширина шпонки или шлица;

z — число шлиц;

h — высота шпонки;

D, d — наружный и внутренний диаметры шлицевого вала;

d — диаметр вала со шпоночным пазом.

Для валов диаметром d с поперечным отверстием диаметром a

$$A=\frac{\pi d^2}{4}-ad;\ W_{\text{и}}=\frac{\pi d^3}{32}\left(1-1{,}5\,\frac{a}{d}\right)\ ;\ W_{\text{к}}=\frac{\pi d^3}{16}\left(1-0{,}9\,\frac{a}{d}\right). \quad (4)$$

2.7. Нормальное σ_i и касательное τ_i напряжения в рассматриваемом i сечении вала определяют по формулам

$$\sigma_i=\frac{M_{\max i}}{W_{\text{и}i}}+\frac{F_{\max i}}{A_i}\ ; \quad (5)$$

$$\tau_i=\frac{T_{\max i}}{W_{\text{к}i}}\ . \quad (6)$$

2.8. **Частные запасы прочности по нормальным** $n_{\tau\sigma_i}$ **и касательным** $n_{\tau\tau_i}$ **напряжениям определяют по формулам**

$$n_{\tau\sigma_i}=\frac{\sigma_{\text{т}}}{\sigma_i}\ ;\qquad n_{\tau\tau_i}=\frac{\tau_{\text{т}}}{\tau_i}\ . \quad (7)$$

Пределы текучести материала $\sigma_т$ и $\tau_т$ определяются на стандартных образцах, вырезанных из заготовок такого же диаметра, что и у рассчитываемого вала или оси. Если предел текучести определяется на образцах, вырезанных из прутков диаметром 10—20 мм (обозначенный $\sigma_т'$), то расчетный предел текучести $\sigma_т$ для материала вала или оси диаметром d находится по формуле

$$\sigma_т = K_1 \sigma_т', \tag{8}$$

где для легированных сталей

$$K_1 = 1 - 0{,}2 \lg \frac{d}{7{,}5} \text{ для } d \leqslant 150 \text{ мм}; \tag{9}$$

$$K_1 = 0{,}74 \text{ для } d > 150 \text{ мм};$$

$K_1 = 1$ для углеродистых сталей.

2.9. Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести $n_т$ при совместном действии нормальных и касательных напряжений определяется по формуле

$$n_т = \frac{n_{т\sigma} n_{т\tau}}{\sqrt{n_{т\sigma}^2 + n_{т\tau}^2}}. \tag{10}$$

Данная формула соответствует расчету по гипотезе прочности максимальных касательных напряжений.

2.10. Статическая прочность считается обеспеченной, если

$$n_т \geqslant [n_т],$$

где $[n_т]$ — минимально допустимое значение общего коэффициента запаса по пределу текучести.

Значение $[n_т]$ принимается в диапазоне $[n_т] = 1{,}3—2{,}0$ в зависимости от ответственности конструкции и последствий разрушения вала, от принятой точности определения нагрузок и напряжений, от уровня технологии изготовления и контроля, от однородности и стабильности свойств материала и от других факторов. Нормативное значение $[n_т]$ устанавливается на основе опыта расчетов и наблюдений за поведением машины в эксплуатации с учетом отмеченных факторов в нормативных документах отрасли или предприятия применительно к определенным типам машин и деталей.

3. РАСЧЕТ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ

3.1. Определение расчетных характеристик сопротивления усталости валов и осей

Величины пределов выносливости валов и осей в опасных сечениях определяют в соответствии с ГОСТ 25.504 по формулам:

$$\overline{\overline{\sigma}}_{-1д}=\frac{\overline{\overline{\sigma}}_{-1}}{K}\ ;\qquad \overline{\overline{\tau}}_{-1д}=\frac{\overline{\overline{\tau}}_{-1}}{K}\ , \tag{11}$$

где $\overline{\overline{\sigma}}_{-1}=K_1\overline{\overline{\sigma}}'_{-1}$; $\overline{\overline{\tau}}_{-1}=K_1\overline{\overline{\tau}}'_{-1}$; (12)

$\overline{\overline{\sigma}}'_{-1}$, $\overline{\overline{\tau}}'_{-1}$ — медианные значения пределов выносливости материала, определенные на лабораторных образцах, изготовленных из прутков диаметром 10—20 мм;

$\overline{\overline{\sigma}}_{-1}$, $\overline{\overline{\tau}}_{-1}$ — медианные значения пределов выносливости материала, определенные на лабораторных образцах, изготовленных из заготовок таких же поперечных сечений, что и у рассчитываемой детали;

K_1 — определяется по формуле (9).

При отсутствии экспериментальных данных значения $\overline{\overline{\sigma}}_{-1}$ и $\overline{\overline{\tau}}_{-1}$ ориентировочно определяют следующими соотношениями:

$$\overline{\overline{\sigma}}_{-1}=(0{,}55-0{,}0001\sigma_в)\sigma_в;$$

$$\overline{\overline{\tau}}_{-1}=(0{,}5\div 0{,}6)\,\overline{\overline{\sigma}}_{-1}\ , \tag{13}$$

где $\sigma_в$ в МПа.

$$K=\left(\frac{K_\sigma}{K_{d_\sigma}}+\frac{1}{K_{F_\sigma}}-1\right)\frac{1}{K_v}\ ;\qquad K=\left(\frac{K_\tau}{K_{d_\tau}}+\frac{1}{K_{F_\tau}}-1\right)\frac{1}{K_v}\ . \tag{14}$$

Значения коэффициентов влияния качества обработки поверхности определяют по формулам:

при изгибе

$$K_{F_\sigma}=\frac{\sigma_{-1(Rz)}}{\sigma_{-1(Rz\leqslant 1)}}=1-0{,}22\cdot\left(\lg\frac{\sigma_в}{20}-1\right)\lg Rz \text{ при } Rz>1 \text{ мкм}\ ; \tag{15}$$

$$K_{F_\sigma}=1 \text{ при } Rz\leqslant 1 \text{ мкм}$$

при кручении

$$K_{F_\tau}=0{,}575K_{F_\sigma}+0{,}425. \tag{16}$$

Значения коэффициентов влияния поверхностного упрочнения оцениваются по табл. 8—10 приложения 6.

Для валов с геометрическими источниками концентрации напряжений (канавки, переход от одного сечения к другому по галтели, отверстия и т. п.) отношения K_σ/K_{d_σ}, характеризующие влияние концентрации напряжений и масштабного фактора, определяют по ГОСТ 25.504.

Для валов с напрессованной деталью отношение K_σ/K_{d_σ} рассчитывается по формуле (для случая, в котором через напрессованную деталь передается изгибающий момент и сила)

$$\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}=\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1д}}=\left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}\right)_0\xi'\xi''; \tag{17}$$

$$\left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}\right)_0=0{,}38+1{,}48\lg d \text{ при } d<150 \text{ мм}; \tag{18}$$

$$\left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}\right)_0=3{,}6 \text{ при } d\geqslant 150 \text{ мм};$$

$$\xi'=0{,}305+0{,}00139\,\sigma_в; \tag{19}$$

($\sigma_в$ в МПа)

$$\xi''=0{,}65+0{,}014p \text{ при } p\leqslant 25 \text{ МПа};$$

$$\xi''=1 \text{ при } p>25 \text{ МПа}, \tag{20}$$

где p — давление посадки, которое при напрессовке кольца на вал может быть подсчитано по формуле Лямэ.

Аналогичное отношение при кручении определяют по формуле

$$\frac{K_\tau}{K_{d\tau}}=0{,}6\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}. \tag{21}$$

Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений при изгибе и кручении для валов со шпонками, шлицами, резьбой, валов с отверстием приведены на черт. 2—7 приложения 7.

Коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения $K_{d\sigma}$, $K_{d\tau}$ определяют по формулам:

$$K_{d\sigma}=0{,}5\left[1+\left(\frac{d}{7{,}5}\right)^{-2\nu_\sigma}\right]; \tag{22}$$

$$K_{d\tau}=0{,}5\left[1+\left(\frac{d}{7{,}5}\right)^{-2\nu_\tau}\right], \tag{23}$$

где d — диаметр вала или оси в мм.

Параметры уравнения подобия усталостного разрушения ν_σ, ν_τ определяют или экспериментально по методике, изложенной в МР 206, или по корреляционным формулам:

$$\nu_\sigma=0{,}19-0{,}000125\sigma_в; \tag{24}$$

$$\nu_\tau=1{,}5\nu_\sigma; \tag{25}$$

($\sigma_в$ в МПа).

Уравнение кривой усталости принимается в форме

$$\sigma_a^m N=\sigma_{-1д}^m N_G \text{ при } \sigma_a\geqslant\sigma_{-1д}; \tag{26}$$

$$N=\infty \text{ при } \sigma_a<\sigma_{-1д}.$$

Показатель наклона левой ветви кривой усталости в случае от-

сутствия прямых экспериментальных данных определяют по уравнению

$$m_\sigma = m_\tau = \frac{C}{K}, \tag{27}$$

где $C=5+\frac{\sigma_в}{80}$ ($\sigma_в$ в МПа), (28)

а K — определяется по уравнению (14).

Величину N_G можно принять равной $N_G = 2 \cdot 10^6$.

Значения коэффициентов влияния асимметрии цикла на предельные амплитуды ψ_σ, ψ_τ для лабораторных образцов определяют по формуле

$$\psi_\sigma = 0{,}02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_в; \tag{29}$$

$$\psi_\tau = 0{,}5\psi_\sigma,$$

где $\sigma_в$ в МПа.

То же для деталей

$$\psi_{\sigma_д} = \frac{\psi_\sigma}{K}; \qquad \psi_{\tau_д} = \frac{\psi_\tau}{K}, \tag{30}$$

где K определяют по уравнению (14).

Характеристики сопротивления усталости для наиболее ответственных валов и осей, повреждения которых связаны с угрозой безопасности людей или серьезными экономическими потерями, рекомендуется определять испытаниями на усталость натурных деталей (при диаметрах $d<300$ мм) или достаточно крупных моделей ($d=100$—200 мм), с осуществлением экстраполяции на натурные размеры на основе теории подобия усталостного разрушения.

3.2. Определение расчетных характеристик нагруженности

По эпюрам изгибающих и крутящих моментов в опасных сечениях находятся амплитуды нормальных σ_{ai} и касательных τ_{ai} напряжений для ступеней блока нагружения ($i=1,2, \ldots, r$), а также числа циклов действия амплитуд нормальных $\nu_{i\sigma}$ и касательных $\nu_{i\tau}$ напряжений каждого i-го уровня ($i=1, 2, \ldots, r$) в блоке нагружения.

Формирование блока нагружения по результатам тензометрирования в тех случаях, когда оно производилось, осуществляется по ГОСТ 25.101.

Коэффициент вариации уровня нагруженности υ_e определяется на основе результатов ряда повторных измерений эксплуатационной нагруженности с варьированием нерегламентируемых факторов (например для автомобиля состояние дороги в пределах определенной регламентируемой группы дорог, квалификация води-

теля, экземпляр машины, состояние погоды и пр.) по методике, изложенной в (1).

3.3. Расчет коэффициентов запаса прочности

3.3.1. Вычисляют корректирующие коэффициенты $a_{p\sigma}$ и $a_{p\tau}$.

Из блока нагружения исключают амплитуды $\sigma_{ai} < 0{,}5\sigma_{-1g}$; оставшееся число ступеней обозначают $r_{1\sigma}$ и вычисляют параметр ξ_σ

$$\xi_\sigma = \sum_{\substack{i=1 \\ (\sigma_{ai} > 0{,}5\sigma_{-1д})}}^{r_{1\sigma}} \frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a\max}} t_{i\sigma}, \qquad (31)$$

где $t_{i\sigma} = \frac{\nu_{i\delta\sigma}}{\nu^*_{\delta\sigma}}$; $\nu^*_{\delta\sigma} = \sum_{i=1}^{r_{1\sigma}} \nu_{i\delta\sigma}$ — число циклов в укороченном блоке нагружения.

Вычисляют корректирующий коэффициент a

$$a_{p\sigma} = \frac{\sigma_{a\max}\xi_\sigma - 0{,}5\sigma_{-1д}}{\sigma_{a\max} - 0{,}5\sigma_{-1д}} \text{ при } a_{p\sigma} \geqslant 0{,}1. \qquad (32)$$

Если по формуле получится значение $a_{p\sigma} < 0{,}1$, то следует принять $a_{p\sigma} = 0{,}1$;

Аналогично

$$\xi_\tau = \sum_{\substack{i=1 \\ (\tau_{ai} > 0{,}5\tau_{-1д})}}^{r_{1\tau}} \frac{\tau_{ai}}{\tau_{a\max}} t_{i\tau}, \qquad (33)$$

где $t_{i\tau} = \frac{\nu_{i\delta\tau}}{\nu^*_{\delta\tau}}$; $\nu^*_{\delta\tau} = \sum_{i=1}^{r_{1\tau}} \nu_{i\delta\tau}$;

$$a_{p\tau} = \frac{\tau_{a\max}\xi_\tau - 0{,}5\tau_{-1д}}{\tau_{a\max} - 0{,}5\tau_{-1д}} \text{ при } a_{p\tau} \geqslant 0{,}1. \qquad (34)$$

3.3.2. Расчет коэффициентов запаса прочности по нормальным n_σ и касательным n_τ напряжениям производится по формулам:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1д}}{\sigma_{аэкв}}; \qquad n_\tau = \frac{\tau_{-1д}}{\tau_{аэкв}}, \qquad (35)$$

где $\sigma_{аэкв} = \sqrt[m_\sigma]{\frac{\lambda}{a_{p\sigma} N_{G\sigma}} \sum_{\left(\sigma_{ai} > \frac{\sigma_{-1д}}{n_\sigma}\right)} \sigma_{ai}^{m_\sigma} \nu_{i\delta\sigma}}$; $\qquad (36)$

$$\tau_{аэкв}=\sqrt[m_\tau]{\frac{\lambda}{a_{p\tau}N_{G\tau}}\sum_{\left(\tau_{ai}>\frac{-1д}{n_\tau}\right)}\tau_{ai}^{m_\tau}\nu_{i\delta\tau}}\,. \qquad (37)$$

λ — количество блоков нагружения за расчетную наработку.

Определение $\sigma_{аэкв}$ и $\tau_{аэкв}$ производится последовательным приближением: задаваясь значением n_σ и n_τ находят $\sigma_{аэкв}$, $\tau_{аэкв}$, после чего находят n_σ и n_τ по (35); в случае существенного расхождения заданных и полученных коэффициентов запаса (более 10 %), вычисления повторяют.

3.3.3. Вычисляют общий коэффициент запаса прочности по формуле:

$$n=\frac{n_\sigma\, n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2+n_\tau^2}}\,. \qquad (38)$$

Прочность считается обеспеченной в случае

$$n\geqslant[n], \qquad (39)$$

где $[n]=1{,}5—2{,}5$ — нормативное минимально допустимое значение коэффициента запаса прочности. Конкретное значение $[n]$ из данного диапазона устанавливается применительно к конкретным деталям определенных типов машин на основе опыта предшествующих расчетов в КБ и наблюдением за поведением машин в эксплуатации с учетом ответственности конструкции и других факторов, отмеченных ранее.

3.4. Расчет функции распределений усталостной долговечности при нерегулярном нагружении

Функцией распределения усталостной долговечности называют зависимость между долговечностью детали (наработкой в часах, пробегом в километрах и т. п.) и вероятностью появления усталостной трещины. Эта функция является важнейшей характеристикой безотказности и долговечности детали и служит для решения многих практически важных задач (оценка медианного и γ-процентного ресурса, установление срока службы между капитальными ремонтами, определение объема выпуска запасных частей и т. д.).

Последовательность расчета функции распределения долговечности сводится к следующему:

3.4.1. Вычисляется коэффициент a_σ для нормальных напряжений по формуле (32).

3.4.2. Проводится расчет зависимости относительной долговечности D от коэффициента относительного уровня нагруженности

$n_p = \frac{\sigma_{amax}}{\sigma_{-1д}}$ (в предположении действия только нормальных напряжений)

$$D = \frac{N_{сум}}{N_G} = \frac{\lambda_\sigma \nu_{б\sigma}}{N_{G\sigma}} = \frac{a_{p\sigma}}{n_p^m \sigma \Sigma \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{amax}} \right)^{m_\sigma} t_{i\sigma}} \cdot \quad \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{amax}} \geqslant \frac{1}{n_p} \right) \tag{40}$$

Вычисление производится для ряда значений n_p в диапазоне 1—2,5.

3.4.3. Для каждого из значений n_p, выбранного в п. 3.4.2, вычисляют коэффициенты

$$\bar{n} = \frac{\bar{\sigma}_{amax}}{\bar{\sigma}_{-1д}}; \qquad \tilde{n} = \frac{n_p}{\bar{n}} \tag{41}$$

и квантиль нормального распределения u_P по формуле

$$u_P = \frac{1 - \tilde{n}}{\sqrt{\tilde{n}^2 \upsilon^2_{\sigma_{-1д}} + \upsilon^2_{\varepsilon\sigma}}} \cdot \tag{42}$$

Коэффициенты вариации пределов выносливости валов и осей $\upsilon_{\sigma_{-1д}}$ определяют по ГОСТ 25.504, коэффициенты вариации уровня нагруженности $\upsilon_{\varepsilon\sigma}$ — по методике (2).

3.4.4. По квантилю u_P находится вероятность разрушения P %, соответствующая данному n_P а следовательно и относительной долговечности $D = \frac{N_{сум}}{N_G} = \frac{\lambda_\sigma \nu_{б\sigma}}{N_{G\sigma}}$. По данным парам чисел $\left(P\ \% \text{ и } \frac{\lambda_\sigma \nu_{б\sigma}}{N_{G\sigma}} \right)$ строят функцию распределения долговечности в координатах (P, λ_σ) или (P, L_σ), где $L_\sigma = l_б \lambda_\sigma$ (λ_σ — число блоков нагружения до появления усталостной трещины в предположении действия только нормальных напряжений).

Табличная форма расчета поясняется в примере (см. приложение 9). Аналогично проводится расчет функции распределения долговечности в предположении действия только касательных напряжений, т. е. зависимости P % от λ_τ.

3.4.5. Расчет функции распределения долговечности с учетом действия нормальных и касательных напряжений

По функциям распределения величин λ_σ и λ_τ найденным в п. 3.4.4, определяются медианные долговечности $\bar{\bar{\lambda}}_\sigma$, $\bar{\bar{\lambda}}_\tau$ (соответствующие вероятности разрушения $P = 50$ %).

Медианную долговечность $\bar{\bar{\lambda}}$, соответствующую одновременному действию нормальных и касательных напряжений, определяют по формуле

$$\bar{\bar{\lambda}} = \frac{\bar{\bar{\lambda}}_\sigma \cdot \bar{\bar{\lambda}}_\tau}{\left(\bar{\bar{\lambda}}_\sigma^{2/m} + \bar{\bar{\lambda}}_\tau^{2/m}\right)^{m/2}}, \qquad (43)$$

где $m = \frac{m_\sigma + m_\tau}{2}$.

Среднее квадратическое отклонение случайной величины $\lg \lambda$ определяется по формуле

$$S_{\lg\lambda} \cong \sqrt{\left[1 - \frac{1}{1+(\bar{\bar{\lambda}}_\tau / \bar{\bar{\lambda}}_\sigma)^{2/m}}\right]^2 \cdot S^2_{\lg\lambda_\sigma} + \left[1 - \frac{1}{1+(\bar{\bar{\lambda}}_\sigma / \bar{\bar{\lambda}}_\tau)^{2/m}}\right]^2 \times \times S^2_{\lg\lambda_\tau}}. \qquad (44)$$

Величины $S^2_{\lg\lambda_\sigma}$ и $S^2_{\lg\lambda_\tau}$ определяют по формулам:

$$S^2_{\lg\lambda_\sigma} = (0{,}434m)^2 \cdot (v^2_{\sigma_{-1д}} + v^2_{\varepsilon\sigma}); \qquad (45)$$

$$S^2_{\lg\lambda_\tau} = (0{,}434m)^2 \cdot (v^2_{\tau_{-1д}} + v^2_{\varepsilon\tau}). \qquad (46)$$

Предполагается, что распределение усталостной долговечности подчиняется логарифмически нормальному закону распределения. В этом случае число блоков нагружения λ_P соответствующее вероятности разрушения P %, определяется из уравнения

$$\lg \lambda_P \cong \lg \bar{\bar{\lambda}} + S_{\lg\lambda} u_P, \qquad (47)$$

где u_P — квантиль нормального распределения;

$\bar{\bar{\lambda}}$ определяется по уравнению (43), $S_{\lg\lambda}$ — по (44).

Наработка L_P (в часах, километрах, единицах операций и т. д.) до появления усталостной трещины с вероятностью P % определяется по формуле

$$L_P = \lambda_P l_б, \qquad (48)$$

где $l_б$ — наработка, соответствующая одному блоку нагружения.

Формула (47) определяет функцию распределения усталостной долговечности вала при совместном действии нормальных и касательных напряжений.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

A — площадь поперечного сечения, м^2;

a — корректирующий коэффициент при расчетах по корректированной линейной гипотезе суммирования повреждений;

$D=N_{сум}/N_G$ — относительная долговечность;

d — диаметр сплошного вала, м;

F_{max} — максимальное осевое усилие растяжения (сжатия), соответствующее T_{max}, Н;

K — коэффициент снижения предела выносливости;

K_σ, K_τ — эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении, равные отношению пределов выносливости образцов без концентрации напряжений к пределу выносливости образцов с концентрацией напряжений;

$K_{d\sigma}$, $K_{d\tau}$ — коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения (диаметра вала или оси), равные отношению пределов выносливости образцов без концентрации напряжений диаметром d к пределу выносливости гладких лабораторных образцов диаметром $d_0=7{,}5$ мм при изгибе с вращением;

$K_{F\sigma}$, $K_{F\tau}$ — коэффициенты влияния шероховатости поверхности, равные отношению пределов выносливости образцов с данным качеством поверхности к пределу выносливости гладкого лабораторного полированного образца;

K_v — коэффициент влияния поверхностного упрочнения, равный отношению предела выносливости упрочненной детали к пределу выносливости неупрочненной детали;

L — ресурс вала (оси), измеренный в тех же единицах, что и $l_б$;

$l_б$ — протяженность периода эксплуатации вала, соответствующая одному блоку нагружения и измеряемая в часах работы, днях и других единицах;

K — коэффициент, учитывающий снижение механических свойств ($\sigma_в$, $\sigma_т$, σ_{-1}, $\tau_т$, τ_{-1}) с ростом размеров заготовок;

$M^м_{zl}$, $M^м_{yl}$ — изгибающие моменты от сил, меняющих положение относительно вала в плоскостях zox и yox, где l — индекс сечения, н·м;

$M^н$ — изгибающий момент от сил, не меняющий положение относительно вала, н·м;

$M^п$, $M^л$ — изгибающие моменты, действующие справа и слева от данного сечения, н·м;

$M^м_l$ — суммарный изгибающий момент от сил, меняющих положение относительно вала, н·м;

$M^н_l$ — суммарный изгибающий момент от сил, не меняющих положение относительно вала, н·м;

M_{maxl} — максимальный изгибающий момент, равный сумме $M^м_l$ и $M^н_l$ н·м;

m_σ, m_τ — показатель угла наклона левой ветви кривой усталости;

N — число циклов нагружения;

N_G — абсцисса точки перелома кривой усталости;

$N_{\text{сум}}$ — суммарное число циклов действия всех амплитуд за срок службы;

$n_{\text{р}} = \dfrac{\sigma_{a\max}}{\sigma_{-1\text{д}}}$ — коэффициент характеризующий относительный уровень переменной нагруженности;

$n_{\tau\sigma}$ — запас прочности по пределу текучести при изгибе и растяжении (сжатии);

$n_{\tau\tau}$ — запас прочности по пределу текучести при кручении;

n_{τ} — запас прочности по пределу текучести при совместном действии нормальных и касательных напряжений;

n_{σ}, n_{τ} — запасы прочности по пределам выносливости при изгибе и кручении соответственно;

n — общий коэффициент запаса прочности по пределу выносливости при совместном действии нормальных и касательных напряжений;

$S_{\lg\lambda\sigma}$, $S_{\lg\lambda\tau}$ — средние квадратические отклонения логарифмов случайных величин λ_{σ} и λ_{τ} ;

$T_{\max}$ — максимальный крутящий момент, н·м;

$t_{i\sigma} = \nu_{i\delta\sigma}/\nu^{*}_{\delta\sigma}$ — относительное число повторения амплитуд σ_{ai} в укороченном блоке нагружения;

$t_{i\tau} = \nu_{i\delta\tau}/\nu^{*}_{\delta\tau}$ — относительное число повторения амплитуд τ_{ai} в укороченном блоке нагружения;

$R^{\text{м}}_{z}$, $R^{\text{м}}_{y}$ — составляющие опорных реакций вдоль осей z и y от сил, меняющих положение относительно вала, Н;

$R^{\text{н}}$ — опорные реакции от сил, не меняющих положение относительно вала, Н;

r — число ступеней в блоке нагружения;

$u_{\text{р}}$ — квантиль нормального распределения, соответствующая вероятности разрушения P.

$v_{\sigma-1\text{д}}$, $v_{\tau-1\text{д}}$ — коэффициенты вариации пределов выносливости вала при изгибе и кручении;

$v_{\varepsilon\sigma}$, $v_{\varepsilon\tau}$ — коэффициенты вариации уровней нагруженности при действии нормальных σ и касательных τ напряжений;

$W_{\text{к}}$, $W_{\text{и}}$ — моменты сопротивления поперечного сечения при кручении и изгибе, м^3;

λ_{σ}, λ_{τ} — число блоков нагружения до появления усталостной трещины в предположении действия только нормальных и только касательных напряжений соответственно,

$\overline{\overline{\lambda}}_{\sigma}$, $\overline{\overline{\lambda}}_{\tau}$ — медианные значения λ_{σ} и λ_{τ} ;

$\overline{\overline{\lambda}}$ — медианная долговечность, выраженная числом блоков нагружения при совместном действии нормальных и касательных напряжений;

ν_{σ}, ν_{ε} — постоянные для данного металла величины, определяющие чувствительность к концентрации напряжений и влиянию абсолютных размеров поперечного сечения при изгибе и кручении, являющиеся параметрами уравнения подобия усталостного разрушения;

$\nu_{\delta\sigma} = \sum_{i=1}^{r} \nu_{i\delta\sigma}$ — общее число циклов нормальных напряжений в блоке нагружения;

$\nu_{б\tau} = \sum_{i=1}^{r} \nu_{ib\tau}$ — общее число циклов касательных напряжений в блоке нагружения;

$\nu_{ib\sigma}$, $\nu_{ib\tau}$ — число циклов повторения амплитуд соответственно σ_{ai} и τ_{ai} в блоке нагружения;

$\nu^{*}_{б\sigma}$ — число циклов нормальных напряжений в блоке нагружения после отбрасывания ступеней с $\sigma_{ai} < 0{,}5\sigma_{-1д}$;

$\nu^{*}_{б\tau}$ — число циклов касательных напряжений в блоке нагружения после отбрасывания ступеней с $\tau_{ai} < 0{,}5\tau_{-1д}$;

ξ', ξ'' — поправочные коэффициенты;

σ_i, τ_i — нормальные и касательные напряжений в i-м сечении вала, МПа;

σ_{ai}, τ_{ai} — амплитуды нормальных и касательных напряжений i-й ступени блока нагружения, эквивалентного по повреждающему действию реальному случайному процессу нагружения, МПа;

$\sigma_{a\,max}$, $\tau_{a\,max}$ — максимальные амплитуды нормальных и касательных напряжений в блоке нагружения, МПа;

$\overline{\sigma}_{a\,max}$, $\overline{\tau}_{a\,max}$ — средние значения σ_{amax}, $\tau_{a\,max}$, МПа;

$\doteq{\sigma}_{-1д}$, $\doteq{\tau}_{-1д}$ — медианные значения пределов выносливости вала при изгибе и кручении на множестве всех плавок металла данной марки и возможных отклонений размеров и технологий изготовлений в пределах допусков, выраженные в номинальных напряжениях, МПа;

$\doteq{\sigma}_{-1}$, $\doteq{\tau}_{-1}$ — соответственно при изгибе и кручении медианные значения пределов выносливости на совокупности всех плавок металла данной марки гладких лабораторных образцов диаметром $d_0 = 7{,}5$ мм, изготовленных из заготовок диаметром d равным абсолютному размеру рассчитываемой детали, МПа,

$\doteq{\sigma}'_{-1}$, $\doteq{\tau}_{-1}$ — соответственно при изгибе и кручении медианные значения пределов выносливости гладких лабораторных образцов диаметром $d_0 = 7{,}5$ мм, изготовленных из заготовок металла данной марки размерами 10—20 мм, МПа;

$\sigma_в$ — временное сопротивление (предел прочности) стали данной марки при растяжении, МПа;

$\sigma_{a\,экв}$, $\tau_{a\,экв}$ — эквивалентные напряжения при изгибе и кручении, МПа;

σ_a, τ_a — амплитуды напряжений циклов при изгибе и кручении, МПа;

ψ_σ, ψ_τ — коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла напряжений.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

СИЛЫ НА РАБОЧИХ ЭЛЕМЕНТАХ МУФТ И В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Таблица 1

Неуравновешенная составляющая $F_{нt}$ окружной силы $F_t^м$ на рабочих элементах муфт

Тип муфты	Расчет вала на статическую прочность и усталость	Расчет подшипников качения на долговечность
Кулачковая	$F_{нt}=F_t^м$	$F_{нt}=0,5F_t^м$
Пальцевая	$F_{нt}={}^2/_3F_t^м$	$F_{нt}={}^1/_3F_t^м$
Цепная	$F_{нt}={}^1/_3F_t^м$	$F_{нt}={}^1/_6F_t^м$
Зубчатая	$F_{нt}=0,2F_t^м$	$F_{нt}=0,1F_t^м$
Гидромуфта	$F_{нt}=0$	$F_{нt}=0$

Окружная сила на рабочих элементах муфт $F_t^м=\frac{2T_{max}}{d_м}$, где $d_м$ — диаметр начальной окружности муфты

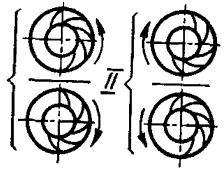
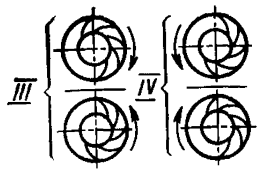
Таблица 2

Силы в зацеплении зубчатых и червячных передач

Вид передачи		Силы		
		окружные	радиальные	осевые
Зубчатая цилиндрическая	прямозубая	$F_t=\frac{2T}{d_w}$	$F_r=F_t\cdot\operatorname{tg}\alpha_w$	$F_x=0$
	косозубая		$F_r=F_t\cdot\frac{\operatorname{tg}\alpha_{tw}}{\cos\beta}$	$F_x=F_t\cdot\operatorname{tg}\beta$
	шевронная			$F_x=0$
Зубчатая коническая	прямозубая	$F_t=\frac{2T}{d_w}$	$F_r=F_t\cdot\operatorname{tg}\alpha\cdot\cos\delta$	$F_x=F_t\cdot\operatorname{tg}\alpha\cdot\sin\delta$
Червячная	Колесо	$F_{t_2}=\frac{2T}{d_2}$	$F_{r_2}=F_{t_2}\cdot\operatorname{tg}\alpha$	$F_{x_2}=F_{t_2}\cdot\operatorname{tg}\gamma$
	Червяк	$F_{t_1}=F_{x_2}$	$F_{r_1}=F_{r_2}$	$F_{x_1}=F_{x_2}$

Таблица 3

Силы в зацеплении конических зубчатых передач с круговыми зубьями (ГОСТ 19326)

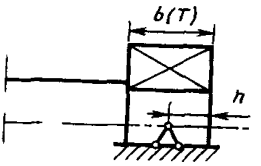
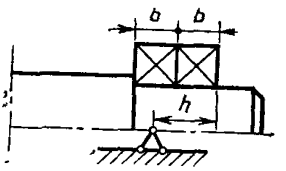
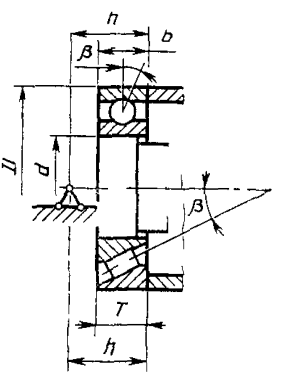
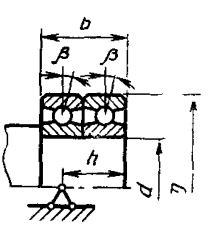
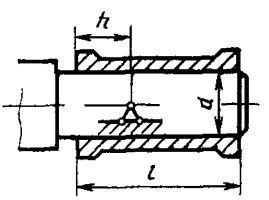
Сочетания направлений спирали зуба и вращения шестерни и колеса в конических передачах с круговыми зубьями	Силы, возникающие в передаче (ведущий элемент—шестерня),	
	осевые	радиальные
шестерня — не совпадают 	$F_x=F_t(\mathrm{tg}\alpha_n\cdot\frac{\sin\delta_ш}{\cos\beta_n}-\mathrm{tg}\beta_n\cdot\cos\delta_ш)$ (при $F_x>0$ усилие направлено от вершины делительного конуса шестерни)	$F_r=F_t(\mathrm{tg}\alpha_n\frac{\cos\delta_ш}{\cos\beta_n}+\mathrm{tg}\beta_n\cdot\sin\delta_ш)$ (усилие направлено к оси шестерни)
колесо	$F_x=F_t(\mathrm{tg}\alpha_n\cdot\frac{\sin\delta_к}{\cos\beta_n}+\mathrm{tg}\beta_n\cdot\cos\delta_к)$ (усилие направлено от вершины делительного конуса колеса)	$F_r=F_t(\mathrm{tg}\alpha_n\cdot\frac{\cos\delta_к}{\cos\beta_n}-\mathrm{tg}\beta_n\cdot\sin\delta_к)$ (при $F_r>0$ усилие направлено к оси колеса)
шестерня — совпадают 	$F_x=F_t(\mathrm{tg}\alpha_n\cdot\frac{\sin\delta_ш}{\cos\beta_n}+\mathrm{tg}\beta_n\cdot\cos\delta_ш)$ (усилие направлено от вершины делительного конуса шестерни)	$F_r=F_t(\mathrm{tg}\alpha_n\cdot\frac{\cos\delta_ш}{\cos\beta_n}-\mathrm{tg}\beta_n\sin\delta_ш)$ (при $F_r>0$ усилие направлено к оси шестерни)
колесо	$F_x=F_t(\mathrm{tg}\alpha_n\cdot\frac{\sin\delta_к}{\cos\beta_n}-\mathrm{tg}\beta_n\cdot\cos\delta_к)$ (при $F_x>0$ усилие направлено от вершины делительного конуса колеса)	$F_r=F_t(\mathrm{tg}\alpha_n\cdot\frac{\cos\delta_к}{\cos\beta_n}+\mathrm{tg}\beta_n\cdot\sin\delta_к)$ (усилие направлено к оси колеса)

Примечание. Если в передаче ведущий элемент — колесо, то условия для него определяются по строке «шестерня», а для шестерни — по строке «колесо».

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Формулы для определения установочных баз подшипников

Таблица 4

Тип подшипника		Формула
Радиальные. Радиально-упорные 2- и 4-рядные. Радиально-упорные сдвоенные, когда углы контакта β направлены в разные стороны		$h=\frac{b}{2}$ или $h=\frac{T}{2}$
Радиальные подшипники, поставленные по два на опоре		$h=\frac{7}{6}b$
Радиально-упорные однорядные Роликовые подшипники конические однорядные		$h=\frac{1}{2}\left(b+\frac{d+D'}{2}\cdot\mathrm{tg}\beta\right)$ или $h=\frac{1}{2}\left(T+\frac{d+D}{2}\mathrm{tg}\beta\right)$
Радиально-упорные сдвоенные, когда углы контакта направлены в одну сторону		$h=\frac{7}{6}b+\frac{d+D}{4}\mathrm{tg}\beta$
Подшипники скольжения.		$h=0{,}3\ l$, но не более $0{,}5\ d$

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОПЕРЕЧНЫХ СЕЧЕНИЙ ВАЛОВ С ЭВОЛЬВЕНТНЫМИ ШЛИЦАМИ И ВАЛА-ШЕСТЕРНИ

Таблица 5

Геометрические характеристики поперечных сечений валов с эвольвентными шлицами по ГОСТ 6033

$D\times m\times z$, мм	$W_и$, см³	$W_к$, см³	I, см⁴	A, см²	$D\times m\times z$, мм	$W_и$, см³	$W_к$, см³	I, см⁴	A, см²
20×1,25×14	0,579	1,159	0,572	2,657	120×3×38	150,0	300,0	895,3	105,9
25×1,25×18	1,201	2,403	1,487	4,298	120×5×22	138,3	276,6	823,0	101,3
30×1,25×22	2,161	4,322	3,215	6,331	130×3×42	192,7	385,3	1246	125,0
30×1,25×26	3,532	7,065	6,138	8,757	130×5×24	178,6	357,2	1152	119,9
35×2×16	3,198	6,397	5,533	8,275	130×8×15	160,7	321,4	1032	112,8
40×1,25×30	5,389	10,78	10,71	11,58	140×3×45	242,5	485,0	169,0	145,6
40×2×18	4,921	9,841	9,743	11,00	140×5×26	226,1	452,2	15,71	140,1
45×1,25×34	7,804	16,61	17,46	14,79	150×3×48	300,3	600,5	2243	167,7
50×1,25×38	10,85	21,70	26,99	18,39	150×8×17	255,9	511,9	1899	153,5
50×2×24	10,10	20,21	25,06	17,69	160×3×52	366,8	733,6	2923	191,5
55×2×26	13,69	27,37	37,36	21,60	160×5×30	344,9	689,8	2742	185,2
55×3×17	12,57	25,13	84,18	20,58	170×5×32	417,4	834,8	3527	210,1
60×2×28	18,00	36,01	53,65	25,90	170×8×20	384,3	768,6	3236	200,6
60×3×18	16,61	33,21	49,32	24,75	180×3×58	527,4	1055	4731	243,7
65×2×31	23,20	46,41	74,95	30,62	180×5×34	499,4	989,9	4470	236,6
65×3×20	21,55	43,11	69,40	29,39	190×5×36	591,6	1183	5591	264,7
70×2×34	29,29	58,57	101,9	35,72	190×8×22	548,6	1097	5168	253,8
70×3×22	27,36	54,73	94,95	34,40	190×10×17	520,7	1041	4895	246,4
75×2×36	36,36	72,71	135,6	41,32	200×5×38	694,5	1389	6910	294,3
75×3×24	34,10	68,20	126,9	39,78	220×5×42	934,7	1869	10230	358,2
80×2×38	44,45	88,89	176,9	47,08	240×5×46	1225	2450	14640	428,5
80×3×25	41,87	83,75	166,2	45,56	260×5×50	1370	3139	20330	505,0
85×3×27	50,78	101,6	214,3	51,75	300×5×58	2442	4883	36500	676,9
85×5×15	45,26	90,52	190,1	48,48	340×8×41	3439	6878	58190	854,0
90×3×28	60,76	121,5	271,6	58,28	380×8×46	4859	9718	91930	1074
90×5×16	54,57	109,1	242,8	54,85	400×8×48	5694	11390	113400	1193
95×3×30	72,14	144,3	340,5	65,27	440×8×54	7649	15300	167700	1450
95×5×18	65,29	130,6	306,9	61,69	480×8×58	10000	20000	239200	1733
100×3×32	84,81	169,6	421,5	72,63	500×8×61	11340	22690	282700	1884
100×5×18	76,88	153,8	380,6	68,76					
110×3×35	114,3	228,7	625,5	88,51					
110×5×20	104,6	209,2	570,1	84,24					

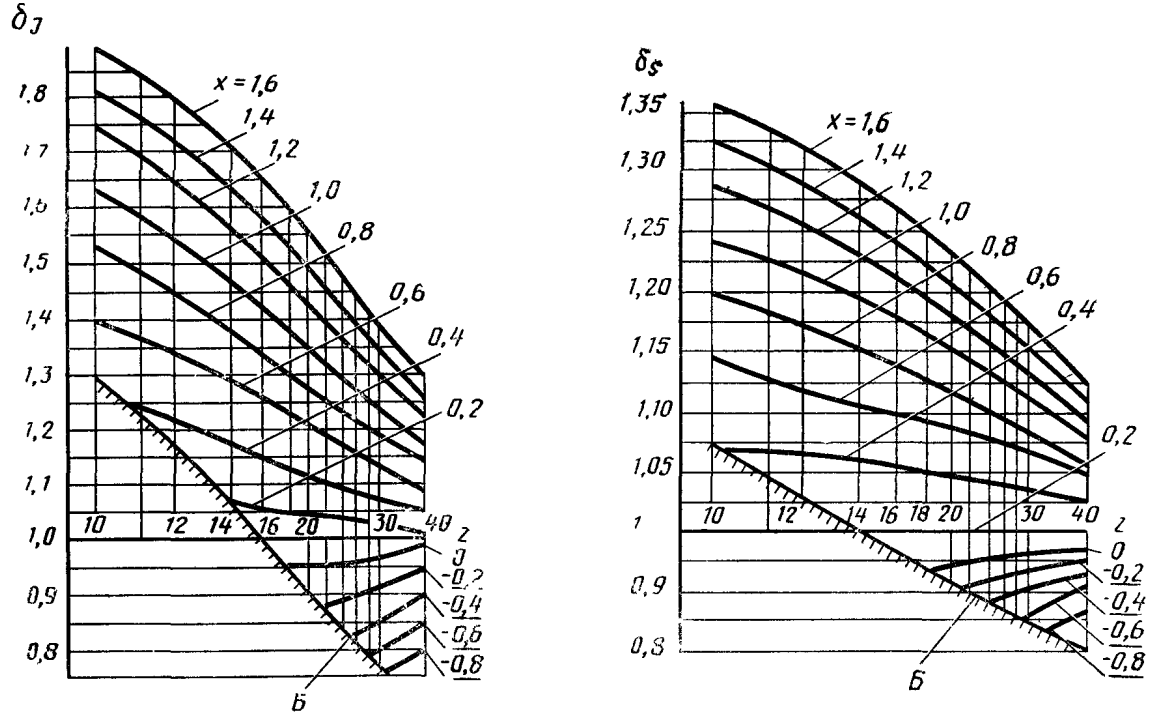
Таблица 6

Геометрические характеристики вала-шестерни в сечении по зубьям

Геометрические характеристики	Формулы
Момент инерции при расчетах на жесткость	$I=\delta_I \cdot \frac{\pi}{64}d^4-\frac{\pi}{64}d_o^4$, где δ_I — коэффициент, учитывающий коэффициент смещения и количество зубьев вала-шестерни, принимается по графику (черт. 1); d — диаметр делительной окружности; d_o — диаметр центрального отверстия; d и d_o — принимаются по графику
Момент сопротивления при расчете на изгиб	$W_и=\frac{2I}{d_a}$, где d_a — диаметр вершин зубьев
Момент сопротивления при расчете на кручение	$W_к=2W_и$
Площадь сечения при расчете на растяжение (сжатие)	$A=\delta_s \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2-\frac{\pi}{4}d_a^2$, где δ_s — коэффициент, учитывающий коэффициент смещения и количество зубьев, принимается по графику (черт. 1)

Примечание. Для косозубых валов-шестерен расчет по данным формулам будет идти в запас прочности.

Графики для определения коэффициентов δ_I , δ_s



Б — блокирующая линия из условия отсутствия подрезания зубьев

Черт. 1

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

МЕТОДЫ КОНСТРУКТИВНОГО УПРОЧНЕНИЯ ВАЛОВ В МЕСТАХ ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ

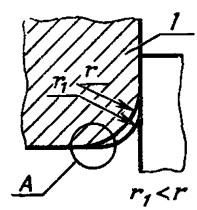
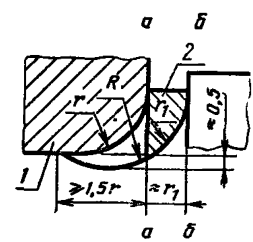
Несущая способность многих валов машин ограничена в связи с большими значениями эффективного коэффициента концентрации напряжений у края напрессованной детали (в частности внутреннего кольца подшипника качения).

Во всех таких случаях несущая способность вала может быть существенно увеличена, если в указанной зоне концентрации напряжений выполнить проточку по одному из способов, указанных ниже.

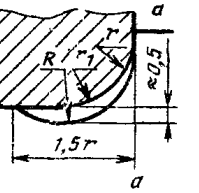
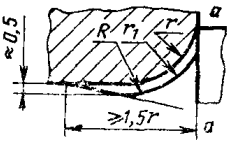
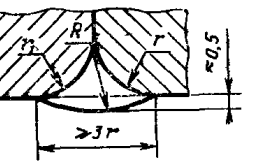
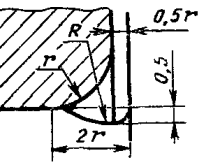
Следует иметь в виду, что после разгрузки зоны концентрации напряжений у края внутреннего кольца подшипника опасным и недостаточно прочным может оказаться другое сечение в случае, если не будет проявляться фреттинг-коррозия.

Эффективный коэффициент концентрации напряжений для проточки определяется, как обычно, по наименьшему радиусу профиля проточки.

Таблица 7

Метод конструктивного упрочнения	Эскиз
1. Случай отсутствия разгрузки зоны *A* концентрации напряжений у края детали *1*	
2. Случай разгрузки концентратора с помощью проточки, очерченной радиусом *R* с сохранением галтели радиуса r_1	

Продолжение табл. 7

Область применения	Эскиз
3. Торец уступа оставлен на месте (*а—а*), проточка радиуса *R* сопрягается с галтелью радиуса r_1	
4. Торец уступа оставлен на месте (*а—а*), проточка радиуса *r* сопрягается с конусным переходом	
5. Проточка на стыке двух деталей (двух подшипников)	
6. Проточка для случая, когда деталь (подшипник) не граничит с уступом вала	

ПРИЛОЖЕНИЕ 6

КОЭФФИЦИЕНТЫ K_v ВЛИЯНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МЕТОДОВ ПОВЕРХНОСТНОГО УПРОЧНЕНИЯ НА ПРЕДЕЛЫ ВЫНОСЛИВОСТИ.

Поверхностная закалка с нагревом токами высокой частоты (изгиб с вращением, глубина закаленного слоя 0,9—1,5 мм)

Таблица 8

Образец	K_v для образцов диаметром	
	7—20 мм	30—40 мм
Без концентрации напряжений	1,3—1,6	1,2—1,5
С концентрацией напряжений	1,6—2,8	1,5—2,5

Таблица 9

Химико-термическая обработка

Характеристика химико-термической обработки	Вид образца	K_v для образцов диаметром	
		8—15 мм	30—40 мм
Азотирование при глубине слоя 0,1—0,4 мм, твердости слоя НВ 730—970	Без концентрации напряжений	1,15—1,25	1,10—1,15
	С концентрацией напряжений (поперечное отверстие, надрез)	1,90—3,00	1,30—2,00
Цементация при глубине слоя 0,2—0,6	Без концентрации напряжений	1,20—2,10	1,10—1,50
	С концентрацией напряжений	1,50—2,50	1,20—2,00
Цианирование при глубине слоя 0,2 мм	Без концентрации напряжений	1,80	—

Таблица 10

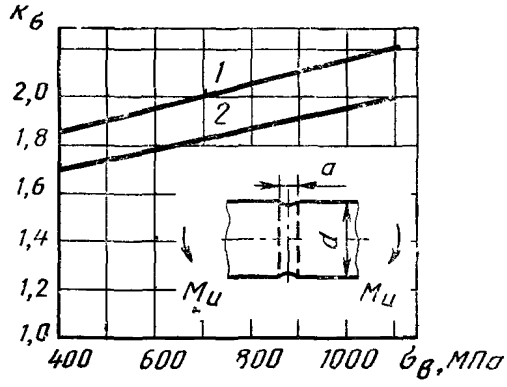
Поверхностный наклеп

Способ обработки	Вид образца	K_v для образцов диаметром	
		7—20 мм	30—40 мм
Обкатка роликом	Без концентрации напряжений	1,20—1,40	1,10—1,25
	С концентрацией напряжений	1,50—2,20	1,30—1,80
Обдувка дробью	Без концентрации напряжений	1,10—1 30	1,10—1,20
	С концентрацией напряжений	1,40—2,50	1,10—1,50

ПРИЛОЖЕНИЕ 7

ЭФФЕКТИВНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ K_σ и K_τ ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с поперечным отверстием (для нетто-сечений) при изгибе

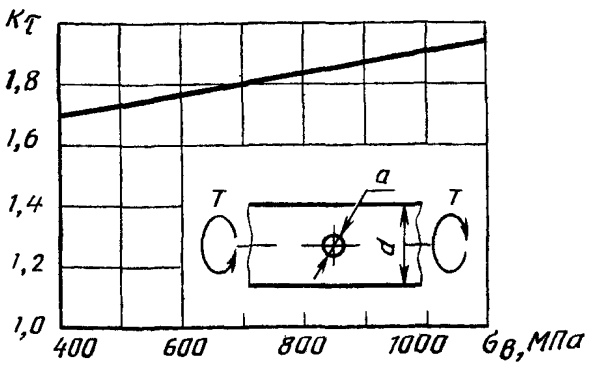


$1\frac{a}{d}=0{,}05+0{,}1$, $2\frac{a}{d}=0{,}15+0{,}25$

$1K_\sigma=0{,}508\cdot10^{-3}\sigma_в+1{,}67$, $2K_\sigma=0{,}4\cdot10^{-3}\sigma_в+1{,}53$ ($\sigma_в$ в МПа)

Черт. 2

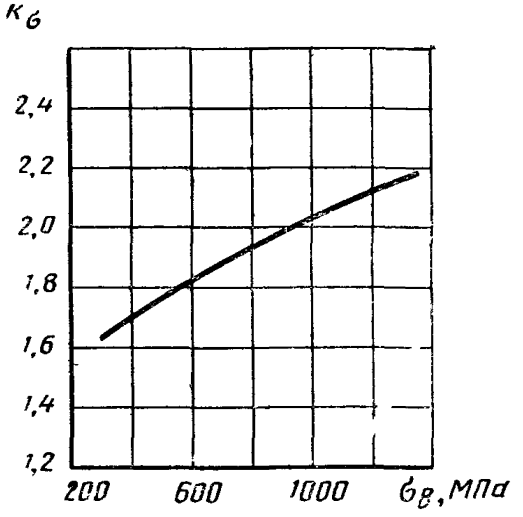
Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с поперечным отверстием (для нетто сечений) при кручении



$K_\tau=0{,}363\cdot10^{-3}\sigma_в+1{,}54$ ($\sigma_в$ в МПа)

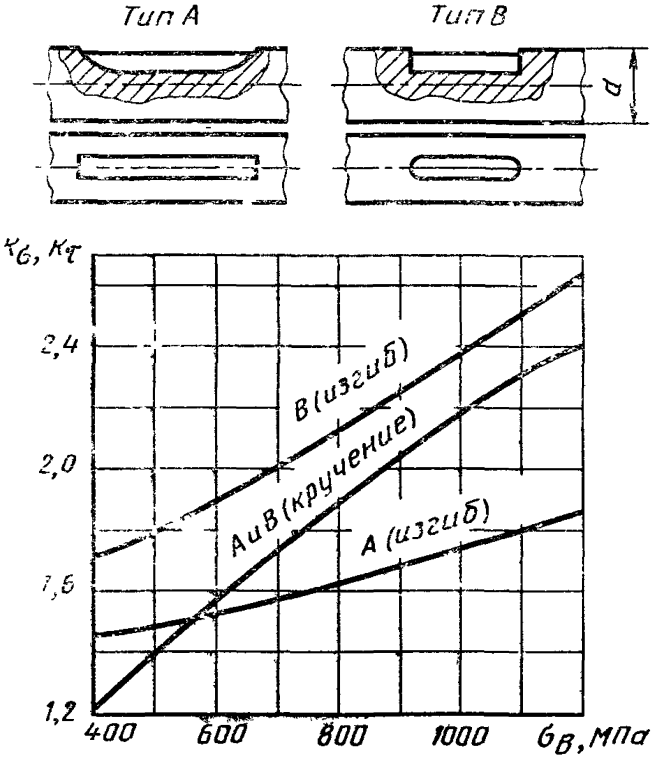
Черт. 3

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с отверстием при растяжении-сжатии



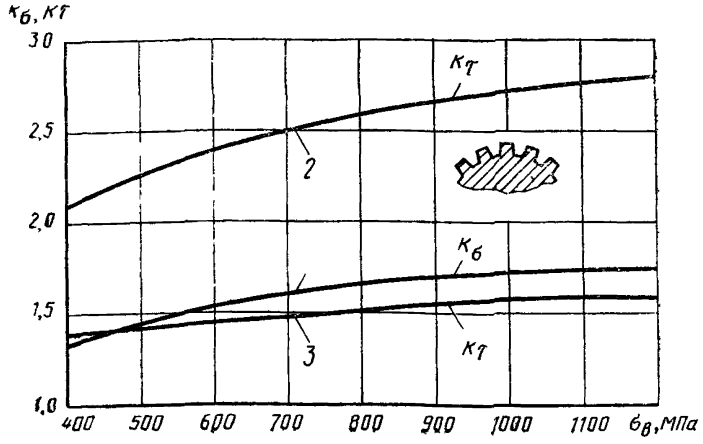
Черт. 4

Коэффициенты K_σ, K_τ для валов со шпоночными пазами типа А и В



Черт. 5

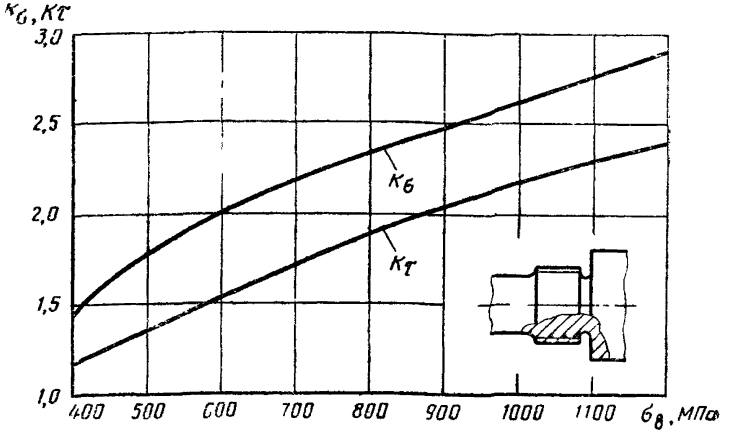
Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе K_σ и кручении K_τ для валов со шлицами



1 — прямобочные и эвольвентные шлицы; *2* — прямобочные шлицы; *3* — эвольвентные шлицы

Черт. 6

Эффективные коэффициенты K_σ и K_τ для валов с выточками



Черт. 7

ПРИЛОЖЕНИЕ 8

ЗНАЧЕНИЯ ФУНКЦИИ НОРМАЛЬНОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ Ф И КВАНТИЛИ НОРМАЛЬНОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ u_P

Таблица 11

Функция нормального распределения

$$\Phi(u_P) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{u_P} e^{-\frac{t^2}{2}} dt$$

u_P	$\Phi(u_P)$	u_P	$\Phi(u_P)$	u_P	$\Phi(u_P)$	u_P	$\Phi(u_P)$	u_P	$\Phi(u_P)$
0,00	0,5000	1,00	0,8413	2,00	0,97725	3,00	$0,9^2865$	4,00	$0,9^4683$
0,05	0,5199	1,05	0,8531	2,05	0,97982	3,05	$0,9^2885$	4,05	$0,9^4743$
0,10	0,5398	1,10	0,8643	2,10	0,98214	3,10	$0\,9^3032$	4,10	$0,9^4793$
0,15	0,5596	1,15	0,8749	2,15	0,98422	3,15	$0,9^3184$	4,15	$0,9^4834$
0,20	0,5793	1,20	0,8849	2,20	0,98610	3,20	$0,9^3313$	4,20	$0,9^4866$
0,25	0,5987	1,25	0,8943	2,25	0,98777	3,25	$0,9^3423$	4,25	$0,9^4893$
0,30	0,6179	1,30	0,9032	2,30	0,98928	3,30	$0,9^3517$	4,30	$0,9^5146$
0,35	0,6368	1,35	0,9115	2,35	0,99061	3,35	$0,9^3596$	4,35	$0,9^5319$
0,40	0,6554	1,40	0,9192	2,40	0,99180	3,40	$0,9^3663$	4,40	$0,9^5459$
0,45	0,6736	1,45	0,9265	2,45	0,99286	3,45	$0,9^3720$	4,45	$0,9^5571$
0,50	0,6915	1,50	0,9332	2,50	0,99379	3,50	$0,9^3767$	4,50	$0,9^5660$
0,55	0,7088	1,55	0,9394	2,55	0,99461	3,55	$0,9^3807$	4,55	$0,9^5732$
0,60	0,7257	1,60	0,9452	2,60	0,99534	3,60	$0,9^3841$	4,60	$0,9^5789$
0,65	0,7422	1,65	0,9505	2,65	0,99597	3,65	$0,9^3869$	4,65	$0,9^5834$
0,70	0,7580	1,70	0,9554	2,70	0,99653	3,70	$0,9^3892$	4,70	$0,9^5870$
0,75	0,7734	1,75	0,9599	2,75	0,99702	3,75	$0,9^4116$	4,75	$0,9^5898$
0,80	0,7881	1,80	0,9641	2,80	0,99744	3,80	$0\,9^4274$	4,80	$0,9^6207$
0,85	0,8023	1,85	0,9678	2,85	0,99781	3,85	$0\,9^4409$	4,85	$0,9^6383$
0,90	0,8159	1,90	0,9713	2,90	0,99813	3,90	$0,9^4519$	4,90	$0,9^6521$
0,95	0,8289	1,95	0,9744	2,95	0,99841	3,95	$0,9^4609$	4,95	$0,9^6629$
								5,00	$0,9^6713$
								5,05	$0,9^6779$
								5,09	$0,9^6821$

Примечание: определение $\Phi(u_P)$ для отрицательных u_P производится по формуле $\Phi(u_P) = 1 - \Phi(-u_P)$.

Пример: пусть требуется найти $\Phi(u_P = -1)$;

по таблице находим $\Phi(-u_P) = \Phi(1) = 0{,}8413$.

Следовательно $\Phi(u_P = -1) = 1 - 0{,}8413 = 0{,}1587$ В правой части таблицы приняты сокращенные записи $0{,}9^{5}660 = 0{,}99999660$, то есть цифра, стоящая сверху у девятки, означает число девяток после запятой

Таблица 12

Значения квантили u_P нормального распределения

P %	u_P	P %	u_P	P %	u_P
50	0	80	0 842	98	2 054
54	0 126	85	1 036	99	2,326
60	0 253	90	1 282	99 50	2 576
65	0 385	95	1,645	99 80	2 878
70	0 524	97	1 881	99 90	3 090
75	0 674	97 5	1 960	99 99	3 719

Примечание $u_{1-P} = -u_P$ например $u_{0\,40} = -u_{0\,60} = -0{,}253$, где $u_{0\,40}$ — квантиль, соответствующая вероятности 40 %

ПРИЛОЖЕНИЕ 9

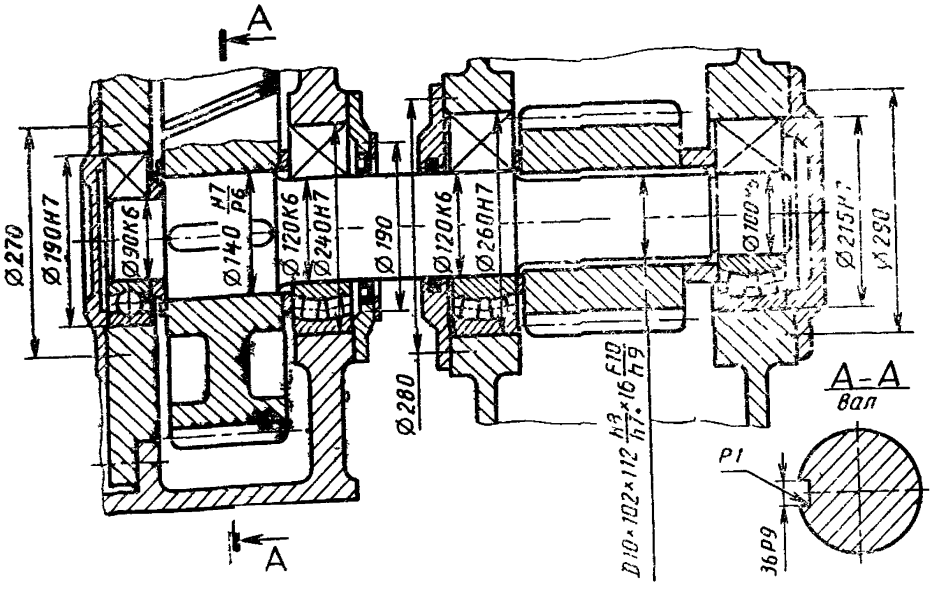
ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

Пример 1. Расчет вертикального вала редуктора механизма поворота портального крана

Чертеж вала редуктора механизма поворота портального крана представлен на черт. 8. Вал изготовлен из стали 45 с медианным значением предела прочности $\bar{\sigma}_в = 735$ МПа, твердость 220 НВ. Вал укреплен в 4 подшипниках качения, так что при изгибе представляет собой дважды статически неопределимую систему. Вал подвергался тензометрированию в условиях эксплуатации. Датчики были наклеены в средней части вала между подшипниками. Осциллограммы изменения крутящего момента на валах левого (*1*) и правого (*2*) редукторов механизма поворота крана представлены на черт. 9.

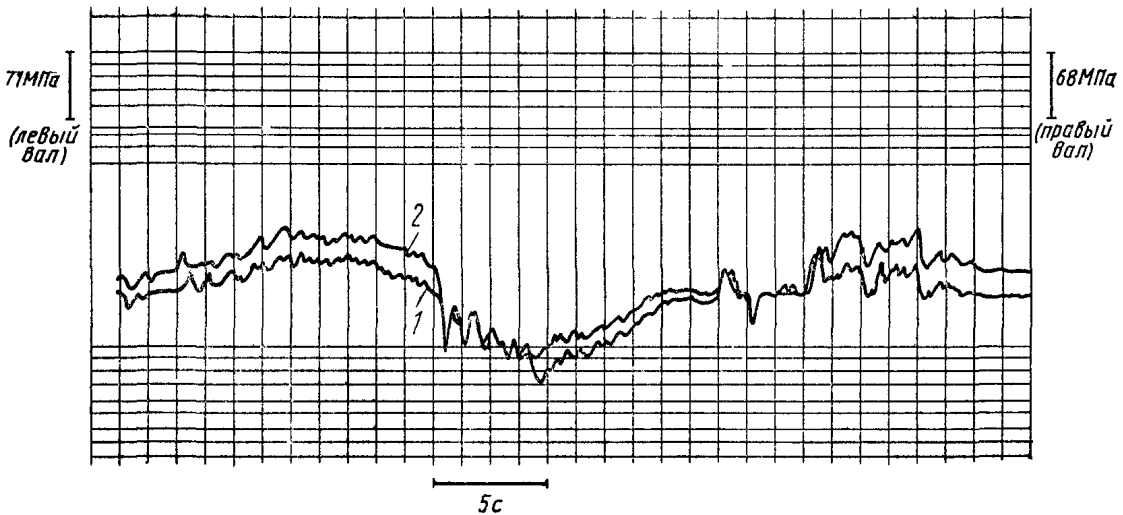
Построение эпюр изгибающих моментов и вычисление амплитуд нормальных напряжений от изгиба, а также данные тензометрирования показали, что эти напряжения весьма малы и их можно не учитывать при оценке накопления усталостных повреждений. Поэтому прочность вала определяется амплитудами касательных напряжений от кручения, которые имеют наибольшее значение в месте посадки правой шестерни на шлицевое сечение вала Ø112 мм с прямобочными шлицами.

Вал редуктора механизма поворота портального крана



Черт. 8

Осциллограммы изменения крутящего момента на левом и правом валах редуктора



Черт. 9

1. Расчет характеристик сопротивления усталости вала

Медианные значения пределов выносливости стали подсчитываем по формулам (13)

$$\bar{\bar{\sigma}}_{-1} = (0{,}55 - 0{,}0001 \cdot \bar{\sigma}_в) \cdot \bar{\sigma}_в = (0{,}55 - 0{,}0001 \cdot 735) \cdot 735 = 350 \text{ МПа};$$

$$\bar{\bar{\tau}}_{-1} = 0{,}55\,\bar{\bar{\sigma}}_{-1} = 0{,}55 \cdot 350 = 193 \text{ МПа}.$$

Определение предела выносливости шлицевого вала ∅112 мм с напрессованной деталью производим вначале по формуле (21).

$$\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} = 0{,}6\left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}\right),$$

где $K_\sigma / K_{d\sigma}$ определяется по формулам (17)—(20).

Для данного вала имеем:

$$d = 112 \text{ мм}; \quad \bar{\sigma}_в = 735 \text{ МПа}; \quad p > 25 \text{ МПа};$$

По (18) имеем:

$$\left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}\right)_0 = 0{,}38 + 1{,}48 \lg d = 0{,}38 + 1{,}48 \cdot \lg 112 = 3{,}41.$$

По (19):

$$\xi' = 0{,}305 + 0{,}00139\sigma_в = 0{,}305 + 0{,}00139 \cdot 735 = 1{,}327.$$

По (20): $\xi'' = 1$ для $p > 25$ МПа.

По (17):

$$\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} = \left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}\right)_0 \xi' \xi'' = 3{,}41 \cdot 1{,}327 \cdot 1 = 4{,}53.$$

По (21): $$\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} = 0{,}6\left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}\right) = 0{,}6 \cdot 4{,}53 = 2{,}72.$$

Далее по черт. 6 находим для вала с прямобочными шлицами для $\bar{\sigma}_в = 735$ МПа: $K_\tau = 2{,}50$;

для определения $K_{d\tau}$ по формуле (23) необходимо найти значение ν_τ для данной стали.

По (24) имеем:

$$\nu_\sigma = 0{,}19 - 0{,}000125 \cdot \sigma_в = 0{,}19 - 0{,}000125 \cdot 735 = 0{,}098 \cong 0{,}1.$$

$$\text{По (25): } \nu_\tau = 1{,}5 \cdot \nu_\sigma = 1{,}5 \cdot 0{,}1 = 0{,}15;$$

$$\text{По (23): } K_{d\tau} = 0{,}5 \cdot \left[1 + \left(\frac{d}{7{,}5}\right)^{-2\nu_\tau}\right] = 0{,}5\left[1 + \left(\frac{112}{7{,}5}\right)^{-2 \cdot 0{,}15}\right] = 0{,}722.$$

Значение $K_\tau / K_{d\tau}$ равняется

$$\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} = \frac{2{,}50}{0{,}722} = 3{,}46.$$

Принимаем из двух значений последнее, как наибольшее. Шероховатость поверхности шлицев составляет $Rz = 25$ мкм. По (15) определяем коэффициент влияния качества обработки поверхности при изгибе

$$K_{F\sigma}=1-0{,}22\left(\lg\frac{\sigma_в}{20}-1\right)\lg Rz=1-0{,}22\cdot\left(\lg\frac{735}{20}-1\right)\lg 25{,}0=0{,}824.$$

По (16) имеем

$$K_{F\tau}=0{,}575\cdot K_{F\sigma}+0{,}425=0{,}575\cdot 0{,}824+0{,}425=0{,}899.$$

Коэффициент K, характеризующий влияние всех факторов на предел выносливости, находим по (14) при $K_v=1$

$$K=\frac{K_\tau}{K_{d\tau}}+\frac{1}{K_{F\tau}}-1=3{,}46+\frac{1}{0{,}899}-1=3{,}57.$$

Предел выносливости данного вала в рабочем сечении при кручении составляет

$$\tau_{-1д}=\frac{193}{3{,}57}=54{,}1\text{ МПа}.$$

При изгибе для вала с напрессовкой уже было подсчитано

$$\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}=4{,}53;$$

для вала с прямобочными шлицами по черт. 6 $K_\sigma=1{,}62$; значение $K_{d\sigma}$ находим по формуле (22)

$$K_{d\sigma}=0{,}5\cdot\left[1+\left(\frac{d}{d_0}\right)^{-2\nu_\sigma}\right]=0{,}5\left[1+\left(\frac{112}{7{,}5}\right)^{-2\cdot 0{,}1}\right]=0{,}791;$$

$$\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}=\frac{1{,}62}{0{,}791}=2{,}05.$$

Таким образом при изгибе преобладающее значение имеет напрессовка и

$$\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}=4{,}53.$$

$$K=\left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}+\frac{1}{K_{F\sigma}}-1\right)=\left(4{,}53+\frac{1}{0{,}824}-1\right)=4{,}74.$$

Предел выносливости шлицевого вала с напрессовкой при изгибе равен

$$\sigma_{-1д}=\frac{\sigma_{-1}}{K}=\frac{350}{4{,}74}=73{,}8\text{ МПа}.$$

Рассчитаем теперь предел выносливости вала с эвольвентными шлицами и напрессовкой. Для вала с эвольвентными шлицами по черт. 5 находим $K_\tau=1{,}5$; значение $K_{d\tau}=0{,}722$; следовательно

$\frac{K_\tau}{K_{d\tau}}=\frac{1{,}5}{0{,}722}=2{,}08$ — по шлицам. По условию прочности прессового соединения ранее имели

$\frac{K_\tau}{K_{d\tau}}=2{,}72$. Из этих двух значений принимаем наибольшее

$\frac{K_\tau}{K_{d\tau}}=2{,}72$.

Далее по (14):

$$K=\frac{K_\tau}{K_{d\tau}}+\frac{1}{K_{F\tau}}-1=2{,}72+\frac{1}{0{,}899}-1=2{,}83.$$

Предел выносливости вала с эвольвентными шлицами без упрочнения составляет —

$$\tau_{-1д}=\frac{\tau_{-1}}{K}=\frac{193}{2{,}83}=68{,}2\ \text{МПа}.$$

При введении наклепа поверхности шлиц и впадин предел выносливости может быть повышен в 1 2—1,5 раза (приложение 6, табл. 10).

Примем $K_v=1{,}3$. В этом случае предел выносливости вала с эвольвентными шлицами и наклепом составит

$$\tau_{-1д}=68{,}2\cdot 1{,}3=88{,}7\ \text{МПа}.$$

Параметры кривой усталости могут быть приняты следующими:
$m=3{,}5$; $N_G=2\cdot 10^6$ циклов, коэффициент вариации $v_{\sigma_{-1д}}=0{,}1$.

2. Расчет функции распределения усталостной долговечности вала

Осциллограммы (черт. 9) обрабатывались по методу полных циклов (ГОСТ 25.101). Ступенчатая аппроксимация функции распределения амплитуд касательных напряжений от кручения представлена в табл. 13. В качестве блока нагружения выбраны одни сутки работы крана. Общее число циклов в блоке с учетом коэффициента средней временной загрузки портальных кранов составляет $v_б=6474$ цикла.

Вследствие небольшой длины вала и наличия 4 подшипников изгибные напряжения оказались весьма малыми. По результатам тензометрирования получалась наибольшая амплитуда нормальных напряжений от изгиба $\sigma_{a\,max}=28$ МПа, что меньше половины предела выносливости вала в шлицевом сечении при изгибе ($\sigma_{-1д}=73{,}8$ МПа, как следует из предыдущего расчета). Так как при расчете усталостной долговечности амплитуды $\sigma_{a\,i}<0{,}5\sigma_{-1д}$ отбрасываются, как не влияющие на накопление усталостных повреждений, то амплитуд $\sigma_{ai}>0{,}5\sigma_{-1д}$ не остается, и расчет усталостной долговечности при изгибе производить не следует. Поэтому производим расчет только на кручение.

Вначале рассчитываем вал с прямобочными шлицами, примененный в редукторе, для которого $\tau_{-1\tau}=54{,}1$ МПа.

Находим $0{,}5\cdot\tau_{-1д}=0{,}5\cdot 54{,}1=27{,}0$ МПа и отбрасываем амплитуды $\tau_{ai}<27{,}0$ МПа, как показано в табл. 13. Суммируя величины v_{i6} от $i=1$ до $i=8$ находим число циклов в укороченном блоке (9-я и 10-я ступени отброшены)

$$v_б^*=\sum_{i=1}^{r_1=8} v_{i6}=1386.$$

Далее находим $t_i^*=\frac{v_{i6}}{v_б^*}$ и произведения $\frac{\tau_{ai}}{\tau_{amax}}\cdot t_i^*$ (6-я строка), суммируя которые по i, находим ξ по формуле (33):

$$\xi=\sum_{i=1}^{r_1=8}\frac{\tau_{ai}}{\tau_{amax}}t_i^*=0{,}532.$$

Это число записано в последней графе сумм в 6-й строке. По формуле (34) находим корректирующий коэффициент a_p

$$a_{\text{р}}=\frac{\tau_{a\max}\xi-0{,}5\tau_{-1\text{д}}}{\tau_{a\max}-0{,}5\,\tau_{-1\text{д}}}=\frac{85\cdot0{,}532-0{,}5\cdot54{,}1}{85-0{,}5\cdot54{,}1}=0{,}314.$$

Подсчет усталостной долговечности выполняется по формуле (40) и сведен в табл. 15. Предварительно находим значения сумм, стоящих в знаменателе (40), для чего вычисляем $(\tau_{ai}/\tau_{a\max})^m$ при $m=3{,}5$ (7-я строка) и произведения $(\tau_{ai}/\tau_{a\max})^m t_i^*$, стоящие в 8-й строке.

Для расчета долговечности по параметру вероятности разрушения задаемся несколькими значениями $n_{\text{р}}$ ($n_{\text{р}}=2{,}0$; 1,5; 1,2 при $\tau_{-1\text{д}}=54{,}1$ МПа), записанными в табл. 16. Далее находим $1/n_{\text{р}}$, $n_{\text{р}}^{3,5}$ и значения сумм Σ:

$$\Sigma=\left(\frac{\tau_{ai}}{\tau_{a\max}}\right)^m t_i^*,$$

$$\sum\left(\frac{\tau_{ai}}{\tau_{a\max}}>\frac{1}{n_{\text{р}}}\right)$$

записанных в 1-й, 2-й и 3-й строках табл. 16 соответственно.

Например, при $n_{\text{р}}=2$ необходимо просуммировать числа 8 строки табл. 13, соответствующие $\frac{\tau_{ai}}{\tau_{a\max}}\geqslant\frac{1}{n_{\text{р}}}=0{,}5$, то есть числа для i, равного от 1 до 6:

$$\Sigma=0{,}0541+0{,}0547+0{,}0223+0{,}0430+0{,}0061+0{,}0062=0{,}186;$$

$$\left(\text{ибо для } i\geqslant7,\ \frac{\tau_{ai}}{\tau_{a\max}}<0{,}5\right).$$

Далее вычисляются по (40) значения относительных долговечностей

$$D=\frac{N_{\text{сум}}}{N_G}=\frac{\lambda\nu_{\text{б}}^*}{N_G}=\frac{a_{\text{р}}}{n_{\text{р}}^m\Sigma}.$$

Эти величины записаны в 4-й строке табл. 16. Например, при $n_{\text{р}}=2$ имеем

$$D=\frac{0{,}314}{2^{3,5}\cdot0{,}186}=0{,}149.$$

Далее вычисляются долговечности в числе блоков нагружения

$$\lambda=\frac{DN_G}{\lambda_{\text{б}}^*}=\frac{D\cdot2\cdot10^6}{1386}.$$

Так при $n_{\text{р}}=2$ имеем

$$\lambda=\frac{0{,}149\cdot2\cdot10^6}{1386}=215,$$

(5-я строка), $\lg\lambda=2{,}33$ (9-я строка).

Для подсчета вероятностей разрушения по формуле (42) примем:

$\overline{\overline{\tau}}_{-1\text{д}}=54{,}1$ МПа; $\overline{\overline{\tau}}_{a\max}=85$ МПа; $\upsilon_{\tau_{-1\text{д}}}=0{,}1$; $\upsilon_{\varepsilon}=0{,}15$.

По (41) находим $\overline{n}=\frac{\overline{\overline{\tau}}_{a\max}\xi}{\overline{\overline{\tau}}_{-1\text{д}}}=\frac{85}{54{,}1}=1{,}571$ и

$\tilde{n}=\frac{n_{\text{р}}}{1{,}571}$, записанные в 6-й строке табл. 16.

Далее по (42) находим квантили нормального распределения u_P, соответствующие вероятности разрушения P %: так для $n_p=2$ имеем: $\tilde{n}=1{,}273$ и

$$u_P=\frac{1-1{,}273}{\sqrt{(1{,}273\cdot 0{,}1)^2+(0{,}15)^2}}=-1{,}39 \text{ (7-я строка)}.$$

По данному значению u_P по таблице нормального распределения путем линейной интерполяции находим вероятность разрушения

$$P=\Phi(-1{,}39)=1-\Phi(1{,}39)=0{,}08226$$

или $P=8{,}2$ % (8-я строка табл. 16).

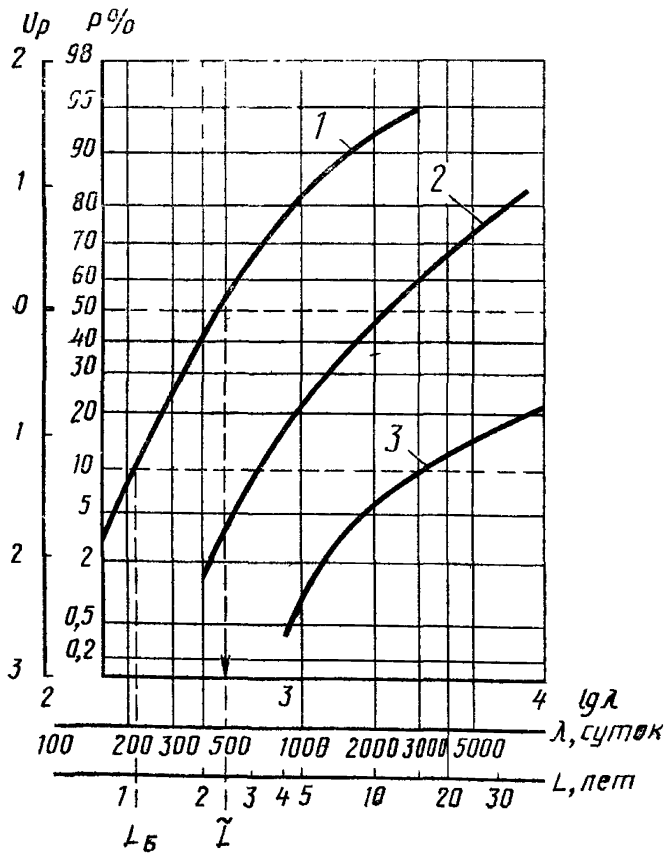
На черт. 10 на логарифмически нормальной вероятностной бумаге построена подсчитанная указанным образом для $\tau_{-1д}=54{,}1$ МПа функция распределения усталостной долговечности вала (линия 1). По оси абсцисс отложена усталостная долговечность λ в числе блоков нагружения (в данном случае — в числе суток работы, так как за блок приняты одни сутки), а также в годах работы $L=\frac{\lambda}{210}$ лет, в предположении, что портовый кран работает 210 суток в году. По оси ординат отложены квантили u_P в равномерном масштабе и соответствующие им вероятности разрушения P % в масштабе вытекающем из нормального закона распределения (связь между u_P и P % дается таблицами нормального распределения). Пунктирная линия, проходящая на уровне $u_P=0$, $P=50$ %, пересекает линию 1 в точке, абсцисса которой равна медианной долговечности $\tilde{\lambda}=500$ суток или $\tilde{L}=2{,}4$ года эксплуатации Горизонтальная линия на уровне $P=10$ % определяет γ-процентный ресурс вала (при вероятности безотказной работы $\gamma=1-P=90$ %), а именно $L_\gamma=1$ год. Эти цифры означают, что в среднем можно ожидать поломки, примерно, 10 % работающих валов наработки в эксплуатации 1 год и поломки половины валов наработки $\sim 2{,}5$ года. Эти цифры подтверждаются большим числом поломок валов после указанных наработок.

Так как долговечность и надежность вала, оцениваемая вероятностью безотказной работы до заданной наработки, недостаточны, необходимо предусмотреть меры их повышения Из черт. 6 следует, что существенного снижения эффективных коэффициентов концентрации K_τ шлицевого вала можно добиться заменой прямобочных шлиц на эвольвентные Из предыдущего расчета следует, что предел выносливости вала с эвольвентными шлицами и напрессовкой составляет $\tau_{-1д}=68{,}2$ МПа. Расчет функции распределения усталостной долговечности вала с эвольвентными шлицами дан в табл 14 и 15 В этом случае из исходного блока нагружения отброшены амплитуды $\tau_{ai}\leqslant 0{,}5\tau_{-1д}=0{,}5\cdot 68{,}2=34{,}1$ МПа, то есть оставлены амплитуды для i от 1 до 7. Число циклов в укороченном блоке $\gamma_6^*=829$ Подсчитывается новое значение $\xi=0{,}660$ и $a_p=0{,}432$; $n=\frac{85}{68{,}2}=1{,}246$. Далее вычисления ведутся как и в предыдущем случае (табл 14 и 15) Функция распределения усталостной долговечности для вала с эвольвентными шлицами представлена линией 2 на черт 10. Видно, что медианная долговечность $\tilde{L}=10$ лет, гамма-процентная долговечность $L_\gamma=3{,}5$ года (при $\gamma=90$ % $P=1-\gamma=10$ %). Таким образом, получено существенное увеличение долговечности и надежности однако и оно может быть признано недостаточным

Дальнейшее повышение долговечности может быть достигнуто путем применения поверхностного упрочнения наклепом Предел выносливости при кручении вала с эвольвентными шлицами и наклепом составляет $\tau_{-1д}=88{,}7$ МПа, как было вычислено ранее Подсчет усталостной долговечности для этого

вала представлен в табл. 16 В данном случае в блоке нагружения остается 6 ступеней, $\nu^*_б=560$; $a_р=0,515$; $n=\frac{85}{88,7}=0,958$. Функция распределения долговечности представлена линией 3 на черт. 10, из которого имеем $L_\gamma=15$ лет. Медианная долговечность становится неограниченно большой, как следует из процедуры вычислений, ибо $n<1$ Таким образом введение эвольвентных шлиц и наклепа поверхности позволит увеличить γ-процентный ресурс в 15 раз, а медианную долговечность на много порядков, что вполне обеспечивает надежную работу вала без увеличения его габаритов и веса.

Функции распределения усталостной долговечности вала



1—$\tau_{-1д}$=54,1 МПа; *2* — 68,2 МПа, *3* — 88,7 МПа

Черт. 10

Данные к расчету функции распределения долговечности вала при $\tau_{-1\text{д}} = 54{,}1$ МПа

Номер строки		Номер графы										Сумма
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
1	$\tau_{a\,i}$ МПа ($R=-1$)	85	77	69	61	53	45	37	29	21	13	
2	t_i	0,0115	0,0165	0,0098	0,0294	0,0066	0,0124	0,0415	0,0861	0,229	0,557	1,0
3	$\tau_{a\,i}/\tau_{a\max}$	1	0,906	0,812	0,718	0,624	0,529	0,435	0,341	0,247	0,153	
4	$\nu_{i\text{б}}$	75	107	64	190	44	80	269	557	1482	3606	6474
5	$t_i^* = \dfrac{\nu_{i\text{б}}}{\nu_{\text{б}}^*}$	0,0541	0,0772	0,0462	0,1371	0,0317	0,0577	0,1941	0,4019	—	—	1,0
6	$\dfrac{\tau_{a\,i}}{\tau_{a\max}} \cdot t_i^*$	0,0541	0,0699	0,0375	0,0984	0,0198	0,0305	0,0844	0,1370	—	—	0,532
7	$\left(\dfrac{\tau_{a\,i}}{\tau_{a\max}}\right)^m$	1	0,708	0,482	0,314	0,192	0,108	0,0543	0,0232	—	—	
8	$\left(\dfrac{\tau_{a\,i}}{\tau_{a\max}}\right)^m t_i^*$	0,0541	0,0547	0,0223	0,0430	0,0061	0,0062	0,0105	0,0093	—	—	
9	$\nu_{i\text{б}}\lambda = \nu_{i\text{б}} \cdot 500$	37500	53500	32000	95000	22000	40000	134500	278500			
10	$t_i^{**} = \dfrac{\nu_{i\text{б}}}{829}$	0,0904	0,1291	0,0772	0,2292	0,0531	0,0965	0,3245				
11	$t_i^{***} = \dfrac{\nu_{i\text{б}}}{560}$	0,1339	0,1910	0,1143	0,3393	0,0786	0,1429					
12.	$\dfrac{\tau_{a\,i}}{\tau_{a\max}} \cdot t_i^{***}$	0,1339	0,1730	0,0928	0,2436	0,0490	0,0756					

Таблица 14

Данные к расчету функции распределения долговечности вала при $\tau_{-1д}$=68,2 МПа

Номер строки		Номер графы						
		1	2	3	4	5	6	7
1	τ_{ai}, МПа	85	77	69	61	53	45	37
2	ν_{i6}	75	107	64	190	44	80	$\overset{*}{\nu}_6^{269}$ =829
3	$\frac{\tau_{ai}}{\tau_{amax}}$	1	0,906	0,812	0,718	0,624	0,529	0 435
4	t_i^*	0,0905	0,1291	0,0772	0,2292	0,0531	0,0965	0,3245; 1,000
5	$\frac{\tau_{ai}}{\tau_{amax}} t_i^*$	0,0905	0,1170	0,0627	0,1646	0,0331	0,0510	$\overset{0,1412}{\xi=0,660}$
6	$\left(\frac{\tau_{ai}}{\tau_{amax}}\right)^m$	1	0,708	0,482	0,314	0,192	0,108	0,0543
7	$\left(\frac{\tau_{ai}}{\tau_{amax}}\right)^m t_i^*$	0,0905	0,0914	0,0372	0,0720	0,0102	0,0104	0,0176

Таблица 15

Данные к расчету функции распределения долговечности вала при $\tau_{-1д}$=88,7 МПа

Номер строки		Номер графы						Сумма
		1	2	3	4	5	6	
1	τ_{ai} МПа ($R=-1$)	85	77	69	61	53	45	
2	ν_{i6}	75	107	64	190	44	80	$\overset{*}{\nu}_6$ = 560
3	$\frac{\tau_{ai}}{\tau_{amax}}$	1	0,906	0,812	0,718	0,624	0,529	
4	t_i^*	0,1339	0,1911	0,1143	0,3393	0,0786	0,1429	1,000
5	$\frac{\tau_{ai}}{\tau_{amax}} \cdot t_i^*$	0,1339	0,1731	0,0928	0,2436	0,0490	0,0756	ξ=0,768
6	$\left(\frac{\tau_{ai}}{\tau_{amax}}\right)^m$	1	0,708	0,482	0,314	0,192	0,108	
7	$\left(\frac{\tau_{ai}}{\tau_{amax}}\right)^m t_i^*$	0,1339	0,1353	0,0551	0,1065	0,0151	0,0154	

Таблица 16

Расчет функции распределения усталостной долговечности вала механизма поворота крана

Номер строки		$\tau_{-1д}$,								
		54,1			68,2			88,7		
0	n_p	2,0	1,5	1,2	1,8	1,5	1,2	1,7	1,4	1,1
1	$\frac{1}{n_p}$	0,500	0,667	0,833	0,555	0,667	0,833	0,588	0,714	0,909
2	$n_p^{3,5}$	11,31	4,133	1,893	7,824	4,133	1,893	6,406	3,247	1,396
3	Σ	0,186	0,174	0,109	0,3013	0,2911	0,1819	0,4459	0,4308	0,1339
4	$D=\frac{N_{сум}}{N_G}$	0,149	0,437	1,522	0,183	0,359	1,255	0,180	0,368	2,755
5	λ	215	631	2196	441	866	3028	643	1314	9839
6	$\tilde{n}=\frac{n_p}{n}$	1,273	0,955	0,764	1,445	1,204	0,963	1,775	1,461	1,148
7	u_P	—1,39	0,25	1,40	—2,14	—1,06	0,21	—3,33	—2,20	—0,78
8	P %	8,2	59,9	91,9	1,6	14,5	58,3	0,04	1,4	21,8
9	lg λ	2,33	2,80	3,34	2,64	2,94	3,48	2,81	3,12	3,99

3. Расчет по эквивалентным напряжениям

Расчет проводился по формулам (35) и (37). Пусть $n_\tau = 2{,}0$, тогда

$$\frac{\tau_{-1д}}{n_\tau} = \frac{54{,}1}{2} = 27{,}05 \text{ МПа}.$$

В табл. 13 отбрасываем ступени 9 и 10, значения ξ и a_P вычислены ($\xi = 0{,}532$; $a_P = 0{,}314$), $\nu_б = 1386$.

Задаемся временем работы редуктора 2 года. С учетом времени навигации получаем, что за этот период вал отработает примерно 500 сут. Значения $n_{i\tau}$ для каждой ступени даны в табл. 13 (строка 9).

Величина $\tau_{экв}$, определенная по формуле (37), будет $= 55{,}7$ МПа.

По выражению (35)

$$n_\tau = \frac{54{,}1}{55{,}7} = 0{,}97.$$

Заданный и полученный коэффициент запаса имеют существенные различия, поэтому вычисления повторяем.

Задаемся $n_\tau = 1{,}5$. Тогда $\frac{\tau_{-1д}}{n_\tau} = \frac{54{,}1}{1{,}5} = 36{,}07$ МПа. В табл. 13 отбрасываем 8, 9 и 10 ступени. Число циклов в укороченном блоке равно $\nu^{**}_{iб} = 829$. Значения t^{**}_i даны в табл. 13, строка 10. Новое значение $\xi = 0{,}660$ и $a_р = 0{,}501$. Определяем эквивалентные напряжения, оставив время работы вала 2 года.

Значения $\tau_{экв}$ в этом случае будет $\tau_{экв} = 48{,}1$ МПа.

Тогда $n_\tau = 1{,}12$.

Задаемся новым значением $n_\tau = 1{,}25$, тогда

$$\frac{\tau_{-1д}}{n_\tau} = \frac{54{,}1}{1{,}25} = 43{,}3 \text{ МПа},$$

отбрасываем 7, 8, 9, 10-й графы в табл. 13. Тогда новое $\nu^{***}_{б} = 560$. Значения t^{***}_i и $\frac{\tau_{ai}}{\tau_{amax}} \cdot t^{***}_i$ даны в табл. 13 в строках 11 и 12. В этом случае $\xi = 0{,}768$; $a_р = 0{,}659$. Эквивалентное напряжение равно $\tau_{экв} = 43{,}7$. Вычисленное значение $n_\tau = \frac{54{,}1}{43{,}7} = 1{,}24$. Таким образом, принимаем значение запаса равным 1,25.

Это значение характеризует недостаточную прочность вала и соответствует тому, что по линии 1 на черт. 10 при $L \cong 2$ года вероятность разрушения $P = 40$ %. Таким образом расчет функций распределения долговечности дает более полную и объективную картину по сравнению с расчетом по эквивалентным напряжениям.

4. Расчет по номинальным напряжениям

Номинальные напряжения, действующие на вертикальном валу, определяем по потребляемой мощности электродвигателя. Момент на вертикальном выходном валу трехступенчатого редуктора определяем по мощности (1,9 кВт) и угловой скорости ($\omega_1 = 102{,}1$ с$^{-1}$) электродвигателя с учетом передаточного отношения всех трех ступеней ($u_\Sigma = 50{,}4$) и коэффициента полезного действия редуктора ($\eta = 0\,885$). Вычисленный крутящий момент на валу $T_4 = 7120$ нм. Рассматривая вал, как балку на 4 опорах, строим методом трех моментов эпюры изгибающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Силы, действующие в зацеплении, размеры вала и эпюры моментов даны на черт. 11. Силы, действующие в зацеплении зубчатых колес, определены по известным формулам (приложение 2). Моменты сопротивления вала в зоне разрушения $W_и = 0{,}1315 \cdot 10^{-3}$ м^3; $W_к = 0{,}263 \cdot 10^{-3}$ м^3 ($d = 0{,}102$ м).

Эквивалентный изгибающий момент равен:

$$M_{экв} = \sqrt{M^2_{\Sigma верт} + M^2_{гор}} = \sqrt{(285+22)^2 + 1023^2} = 1068 \text{ Н·м}.$$

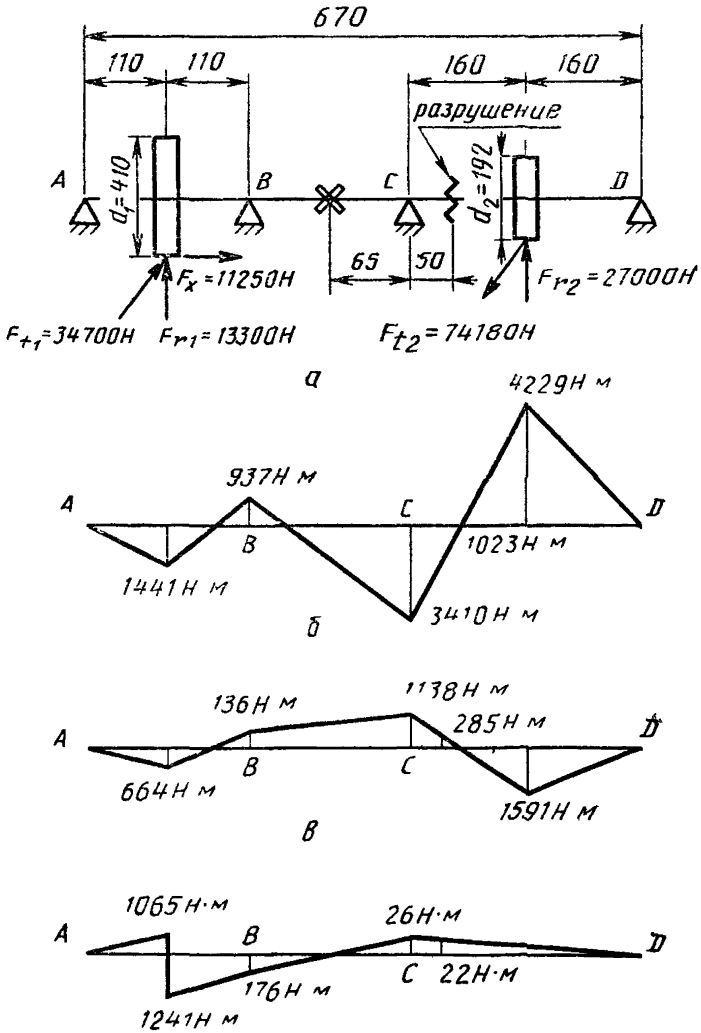
Амплитуда напряжений изгиба:

$$\sigma_a = \frac{M_{экв}}{W_и} = \frac{1068}{0{,}1315 \cdot 10^{-3}} = 8122 \cdot 10^{+3} \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = 8{,}1 \text{ МПа}.$$

Касательные напряжения на вертикальном валу от действия крутящего момента:

$$\tau_a = \tau_m = 0{,}5\tau_{max} = 0{,}5 \cdot \frac{T_4}{W_к} = 0{,}5 \cdot \frac{7120}{0{,}263 \cdot 10^{-3}} = 13{,}5 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = 13{,}5 \text{ МПа}.$$

Схема вала и эпюры изгибающих моментов



а — схема нагружения вала; *б* — эпюра изгибающего момента в горизонтальной плоскости от сил F_{t1}, F_{t2}; *в* — эпюра изгибающего момента в вертикальной плоскости от сил F_{r1}, F_{r2}; *г* — эпюра изгибающего момента в вертикальной плоскости от силы F_x

Черт. 11

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям равны:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1д}}{\sigma_a};$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1д}}{\tau_a + \psi_{\tau_д} \tau_m}.$$

Значение $\psi_{\tau_д}$ определяем по ГОСТ 25.504

$$\psi_{\tau_д} = \frac{\psi_\tau}{K}.$$

$$\psi_\tau = 0{,}01 + 10^{-4} \cdot \sigma_в = 0{,}01 + 10^{-4} \cdot 735 = 0{,}0835.$$

$$\psi_{\tau_д} = \frac{0{,}0835}{3{,}57} = 0{,}023.$$

Значение $\sigma_{-1д} = 73{,}8$ МПа определено ранее.
Тогда

$$n_\sigma = \frac{73{,}8}{8{,}1} = 9{,}1;$$

$$n_\tau = \frac{54{,}1}{13{,}5 + 0{,}023 \cdot 13{,}5} = 3{,}9.$$

Суммарный коэффициент запаса равен:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{9{,}1 \cdot 3{,}9}{\sqrt{9{,}1^2 + 3{,}9^2}} = 3{,}6.$$

Полученный коэффициент запаса по номинальным напряжениям значительно больше, чем коэффициент запаса, рассчитанный по эквивалентным напряжениям. Анализ опыта эксплуатации указанных валов свидетельствует, что коэффициент запаса $n = 3{,}6$ не согласуется с многочисленными случаями разрушения валов в эксплуатации.

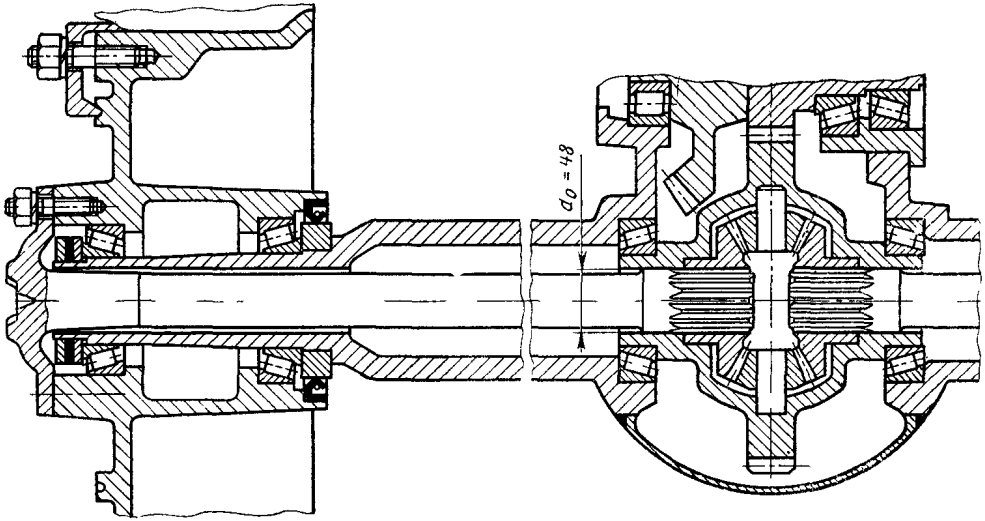
Это несоответствие связано с тем, что расчет напряжений по номинальной мощности двигателя не учитывает динамических явлений, вследствие чего полученное касательное напряжение $\tau_a = 13{,}5$ МПа соответствует стационарному основному длительно действующему режиму (10-я ступень табл. 13), в то время как пиковые перегрузки превышают это значение в $\frac{85}{13{,}5} \cong 6{,}3$ раз, как показывают результаты тензометрирования (сравнение 1-й и 10-й ступеней в табл. 13).

Таким образом для получения более точных оценок долговечности и надежности валов и осей необходимо проводить тензометрирование в условиях эксплуатации или делать расчет напряжений более точными методами с учетом динамических явлений.

Пример 2. Вероятностный расчет усталостной долговечности полуоси грузового автомобиля

1. Исходные данные для расчета

Полуось изображена на черт. 12. Деталь изготовлена из поковки. Материал сталь 40Х. Временное сопротивление $\sigma_в = 800$ МПа, коэффициент вариации временного сопротивления $v_{\sigma_в} = 0{,}06$. Расчетное сечение — шлицевая часть полуоси. Минимальный диаметр полуоси равен $d = 48$ мм. Коэффициент влияния по-



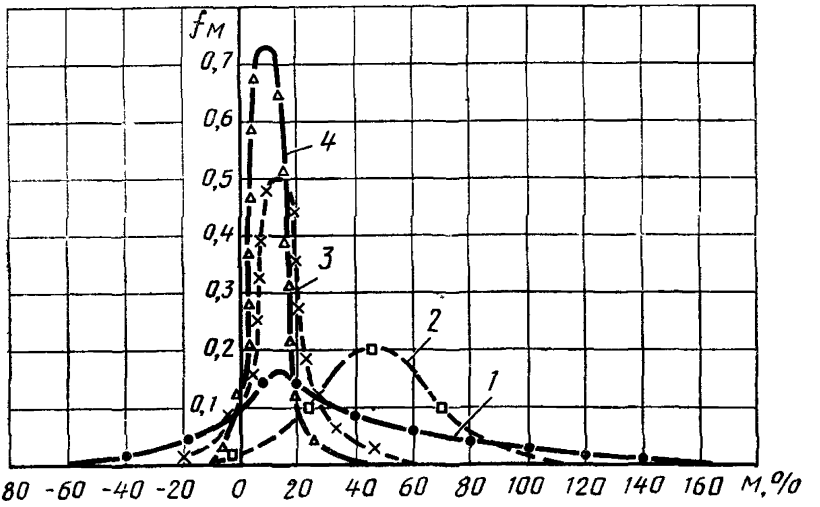
Черт. 12

верхностного упрочнения $K_v = 1{,}0$, коэффициент анизотропии $K_A = 1$. Чистота поверхности $Rz = 3{,}2$ мкм. Шлицы эвольвентные.

Полуось разгружена от изгиба и работает только на кручение. Функция распределения напряжений рассчитана по формуле (8) на основании результатов исследования нагруженности полуосей автомобилей в различных условиях дорожного движения. Исходные данные о нагруженности представлены в табл. 17, где напряжения полуоси грузового автомобиля для различных условий эксплуатации определены выборочным средним значением τ_a, коэффициентом вариации v_{τ_a} амплитуд процесса и числом циклов $N_{б\tau}$ на определенном отрезке пути (блоке нагружения), который в данном случае равен 200 км. В табл. 18 представлены нагрузочные режимы (уровни нагружения и соответствующие им числа циклов (графы 2, 3, 4, 5, 6, 7). На основании этих режимов получен смешанный (обобщенный) режим (графа 8) с распределением напряжений для уровней τ_{ai}, соответствующий одному блоку ($\lambda = 1$) при условии, что 50 % пробега по асфальтовым дорогам пересеченной местности, 25 % — городские условия, асфальт, 15 % — булыжное шоссе, 10 % — грунтовые дороги (5 % — разбитые грунтовые дороги, 5 % — грунтовые дороги в хорошем состоянии). Общий пробег, при этом ($\lambda = 1$) составляет $L = 40000$ км, что равняется в среднем пробегу грузового автомобиля за один год эксплуатации.

Коэффициент вариации амплитуд полученного процесса нагружения $v_\varepsilon = 0{,}2$. На черт. 13 и 14 для наглядности приведены графики, характеризующие распределение амплитуд крутящего момента на полуоси грузового автомобиля при движении по различным дорогам (8).

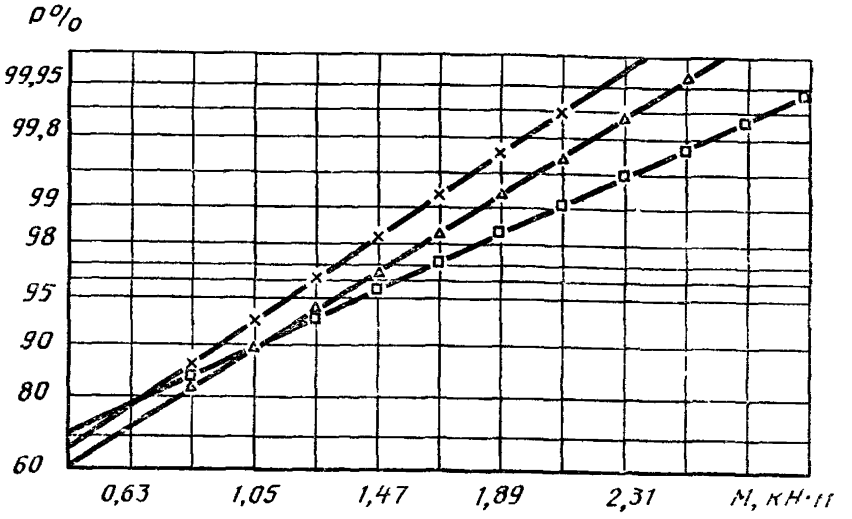
Распределение крутящего момента на полуосях автомобиля (в относительных координатах) в зависимости от условий эксплуатации



1 — дорога с твердым покрытием в плохом состоянии (выбитое булыжное шоссе);
2 — плохая грунтовая дорога с участками бездорожья (песок, рыхлый снег);
3 — грунтовая дорога в удовлетворительном состоянии, *4* — шоссе с асфальтобетонным покрытием $M\% = \frac{M_i}{M} \cdot 100$

Черт. 13

Функции распределения амплитуд нагрузки на полуось грузового автомобиля грузоподъемностью 5,5 т при движении по различным дорогам



× — асфальтированное шоссе по равнинной местности;
Δ — асфальтированное шоссе по пересеченной местности;
□ — разбитая грунтовая дорога

Черт. 14

Экспериментальные данные об эксплуатационной нагруженности обработаны двухпараметрическим методом размахов, откуда и получено однопараметрическое распределение приведенных к симметричному циклу амплитуд процесса.

2. Расчет характеристик сопротивления усталости

Медианные значения предела выносливости гладкого лабораторного образца диаметром $d=7{,}5$ мм, изготовленного из испытываемой марки стали, определяются по формулам (13):

$$\overline{\overline{\sigma}}_{-1}=(0{,}55-0{,}0001\sigma_{в})\sigma_{в}=(0{,}55-0{,}0001\cdot 800)\cdot 800=376 \text{ МПа},$$

$$\overline{\overline{\tau}}_{-1}=0{,}5\,\overline{\sigma}_{-1}=0{,}5\cdot 376=188 \text{ МПа}.$$

Параметр уравнения подобия определяется по формулам (24) и (25):

$$\nu_{\sigma}=0{,}19-0{,}000125\cdot\overline{\sigma}_{в}=0{,}19-0{,}000125\cdot 800=0{,}09;$$

$$\nu_{\tau}=1{,}5\nu_{\sigma}=1{,}5\cdot 0{,}09=0{,}14.$$

Значение эффективного коэффициента концентрации напряжений K_{τ} определяется по черт. 6 для полуоси с эвольвентными шлицами:

для $\overline{\sigma}_{в}=800$ МПа $K_{\tau}=1{,}5$.

Коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения $K_{d\tau}$ определяется по (23):

$$K_{d\tau}=0{,}5\left[1+\left(\frac{d}{7{,}5}\right)^{-2v\tau}\right]=0{,}5\left[1+\left(\frac{48}{7{,}5}\right)^{-2\cdot0{,}14}\right]=0{,}80.$$

Отношение $\frac{K_\tau}{K_{d\tau}}$ равняется:

$$\frac{K_\tau}{K_{d\tau}}=\frac{1{,}5}{0{,}80}=1{,}88.$$

Коэффициент влияния качества обработки поверхности определяется по формулам (15) и (16):

$$K_{F\sigma}=1-0{,}22\lg Rz\left(\lg\frac{800}{20}-1\right)=1-0{,}22\lg 3{,}2\left(\lg\frac{800}{20}-1\right)=0{,}93;$$

$$K_{F\tau}=0{,}575\cdot K_{F\sigma}+0{,}425=0{,}575\cdot0{,}93+0{,}425=0{,}96.$$

Коэффициент K, характеризующий влияние всех факторов на предел выносливости, определяется по формуле (14) при $K_v=1$:

$$K=\left(\frac{K_\tau}{K_{d\tau}}+\frac{1}{K_{F\tau}}-1\right)\frac{1}{K_v}=\left(1{,}88+\frac{1}{0{,}96}-1\right)=1{,}92.$$

Предел выносливости полуоси при симметричном цикле нагружения равен по формуле (11):

$$\bar{\tau}_{-1д}=\frac{\bar{\tau}_{-1}}{K}=\frac{188}{1{,}92}=97{,}9\ \text{МПа}.$$

Показатель наклона левой ветви кривой усталости определяется по формуле (27)

$$m_\tau=\frac{C}{K}=\frac{15{,}0}{1{,}92}=7{,}8;$$

где коэффициент C равен (28)

$$C=5+\frac{\bar{\sigma}_в}{80}=5+\frac{800}{80}=15{,}0.$$

По результатам стендовых испытаний полуосей при симметричном цикле получены следующие характеристики (8) $\tau_{-1д}=90$ МПа, $N_{G\tau}=6\cdot10^6$ циклов; $m_\tau=3{,}3$, $v_{\tau-1}=0{,}08$. Кривая усталости материала полуоси типа 1.

Таблица 17

Исходные данные для расчета полуоси грузового автомобиля

Условия эксплуатации	$\bar{\tau}_a$, МПа	$\nu_{б\tau}$, циклы (на 200 км пробега)	$v_{\tau a}$
Улицы городов	41	484	0,185
Асфальтированное шоссе, пересеченная местность	33,5	722	0,086
Разбитое булыжное шоссе	39	45161	0,209
Грунтовая дорога хорошего качества	39	3423	0,204
Развитая грунтовая дорога	44	88006	0,225

Таблица 18

Нагрузочные режимы полуоси грузового автомобиля для различных условий эксплуатации

Уровни нагрузки		Пробег, км					
		200	200	200	200	200	40000
		Условия эксплуатации					
i	τ_{ai} (МПа)	Городские условия, асфальт	Асфальтовое шоссе, пересеченная местность	Разбитое булыжное шоссе	Разбитая грунтовая дорога	Грунтовая дорога хорошего качества	Смешанный (обобщенный) нагрузочный режим
		Число циклов нагружения на уровнях, $\nu_{i\delta\tau}$					
1	2	3	4	5	6	7	8
1	138			25	100		1750
2	122			55	150		3150
3	106			100	250	10	5600
4	90			150	600	20	10700
5	74	10		350	1800	30	29300
6	58	16	4	800	4300	60	68800
7	48	36	6	1500	20800	180	257200
8	43	180	10	10181	34000	390	659330
9	38	170	44	20000	15000	2100	783900
10	33	46	630	10500	8000	480	465100
11	28	26	28	1500	3006	153	80690
Суммарное число циклов нагружения $\nu^{*}_{\delta\tau}$		484	722	45161	88006	3423	2365520
Выборочное среднее значение амплитуды нагружения $\overline{\tau_{ai}}$, МПа		41	33 5	39	44	39	40,8
Коэффициент вариации амплитуд нагружения, $\upsilon_{\tau a}$		0,185	0,086	0,209	0,225	0,204	0 2

3. Расчет коэффициента запаса прочности по касательным напряжениям

Исходными данными для расчета являются полученные экспериментальные значения $\tau_{-1д}$, $N_{G\tau}$ и m_τ, а также данные из табл 19, в которой смешанная функция распределения напряжений (графы 1, 2 и 4) приведена из табл. 18 (графа 8) с учетом повреждающих напряжений для рассчитываемой полуоси. Взяты семь уровней напряжений от $\tau_{a1}=138$ МПа до $\tau_{a7}=48$ МПа ($\tau_{a7}>$

$>0{,}5\tau_{-1д}$). Уровни напряжений $\tau_{ai} < 0{,}5\tau_{-1д}$ в расчет не взяты.

Приведенные в таблице значения напряжений τ_a и соответствующие им числа циклов ν_{i6} подверглись предварительной обработке.

Получены для каждого из уровней напряжений i значения $\frac{\tau_{ai}}{\tau_{amax}}$ (графа 3), $t_i = \frac{\nu_{i6}}{\nu^*_{6\tau}}$ — (графа 5), $\frac{\tau_{ai}}{\tau_{amax}} t_i$ (графа 6), $\left(\frac{\tau_{ai}}{\tau_{amax}}\right)^{m_\tau} \cdot t_i$ — (графа 7) и $\tau_{ai}^{m_\tau} \nu_{i6\tau}$ — (графа 8). В графах 4, 5, 6 произведено суммирование и получены параметры

$$\nu^*_{6\tau} = \sum_{i=1}^{r_\tau} \nu_{i6}; \quad A = \sum_{i=1}^{r_\tau} t_i; \quad \xi_\tau = \sum_{\substack{i=1 \\ \tau_{ai} > 0{,}5\tau_{-1д}}}^{r_\tau} \frac{\tau_{ai}}{\tau_{amax}} t_i .$$

Коэффициент запаса прочности равен (35)

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1д}}{\tau_{экв}} = \frac{90}{50{,}8} = 1{,}77 = 1{,}8,$$

где эквивалентные касательные напряжения определялись по формуле (37)

$$\tau_{экв} = \sqrt[m_\tau]{\frac{1}{a_{p\tau} N_{G\tau}} \sum_{i=1}^{r_\tau} \tau_{ai}^{m_\tau} \nu_{i6\tau}} = \sqrt[3{,}3]{\frac{1}{0{,}11 \cdot 6 \cdot 10^6} \cdot 2{,}809 \cdot 10^{11}} =$$

$$= 50{,}8 \text{ МПа}.$$

Корректирующий коэффициент $a_{p\tau}$ равен (34)

$$a_{p\tau} = \frac{\tau_{amax}\xi_\tau - 0{,}5\tau_{-1д}}{\tau_{amax} - 0{,}5\tau_{-1д}} = \frac{138 \cdot 0{,}4 - 0{,}5 \cdot 90}{138 - 0{,}5 \cdot 90} = 0{,}11;$$

параметр ξ_τ (см. табл. 19) равен (33)

$$\xi_\tau = \sum_{\substack{i=1 \\ \tau_{ai} > 0{,}5\tau_{-1д}}}^{r_\tau} \frac{\tau_{ai}}{\tau_{amax}} t_i = 0{,}4.$$

Значение $\tau_{экв}$ определялось последовательным приближением при различных значениях n_τ, путем подстановки и выражение (37) различных значений сумм $\Sigma \tau_{ai}^{m_\tau} \nu_{i6\tau}$ до совпадения значений n_τ и $\tau_{экв}$ по выражениям (35) и (37). В данном случае суммирование велось до 7-й ступени включительно (столбец 8), т. е. до совпадения значений

$$\tau_{экв} > \frac{\tau_{-1д}}{n_\tau} \rightarrow \frac{90}{1{,}77} = 50{,}8 \text{ МПа};$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1д}}{\tau_{экв}} \rightarrow \frac{90}{50{,}8} = 1{,}77.$$

4. Расчет функции распределения усталостной долговечности при нерегулярном нагружении

Функция распределения усталостной долговечности определена зависимостью между долговечностью полуоси в километрах пробега и вероятностью разрушения (см. черт. 15).

Относительные долговечности определялись по формуле (40) при значениях относительного уровня переменной нагруженности $n_p=2$; $n_p=1{,}5$; $n_p=1{,}2$.

$$D_{(n_p=2)}=\frac{\lambda\nu^*_{\sigma\tau}}{N_{G\tau}}=\frac{a_{p\tau}}{n_p^{m_\tau}\sum\limits_{\frac{\tau_{ai}}{\tau_{amax}}\geqslant\frac{1}{n_p}}\left(\frac{\tau_{ai}}{\tau_{amax}}\right)^{m_\tau}\cdot t_i}=$$

$$=\frac{0{,}20}{2^{3{,}3}\cdot 3{,}331\cdot 10^{-2}}=\frac{0{,}20}{0{,}328}=0{,}610;$$

$$D_{(n_p=1{,}5)}=\frac{0{,}10}{1{,}5^{3{,}3}\cdot 2{,}337\cdot 10^{-2}}=1{,}123;$$

$$D_{(n_p=1{,}2)}=\frac{0{,}10}{1{,}2^{3{,}3}\cdot 1{,}022\cdot 10^{-2}}=5{,}361.$$

Суммирование $\sum\limits_{i=1}^{n_\tau}\left(\frac{\tau_{ai}}{\tau_{amax}}\right)^{m\tau}\cdot t_i$ в формуле (40) при $n_p=2$ велось до 5-й ступени включительно, т. к. $\frac{1}{n_p}=\frac{1}{2}=0{,}5$, а $\frac{\tau_{ai}}{\tau_{amax}}$ на 5-й ступени составляет 0,536. Суммирование при $n_p=1{,}5$ велось до 4-й ступени включительно, а при $n_p=1{,}2$ до 2-й.

Долговечности λ, выраженные в числах блоков нагружения, определены для значений $n_p=2$; $n_p=1{,}5$; $n_p=1{,}2$ по формуле:

$$\lambda_{(n_p=2)}=\frac{D\cdot N_{G\tau}}{\nu^*_{\sigma\tau}}=\frac{0{,}610\cdot 6\cdot 10^6}{37\cdot 65\cdot 10^4}=9{,}72;$$

$$\lambda_{(n_p=1{,}5)}=\frac{1{,}123\cdot 6\cdot 10^6}{37{,}65\cdot 10^4}=17{,}90;$$

$$\lambda_{(n_p=1{,}2)}=\frac{5{,}361\cdot 6\cdot 10^6}{37{,}65\cdot 10^4}=85{,}43.$$

Пробег, соответствующий полученному числу блоков λ, равен:

$$L_{(n_p=2)}=\lambda_{(n_p=2)}\cdot 40000=9{,}72\cdot 40000=3{,}89\cdot 10^5 \text{ км};$$

$$L_{(n_p=1{,}5)}=17{,}90\cdot 40000=7{,}16\cdot 10^5 \text{ км};$$

$$L_{(n_p=1{,}2)}=85{,}43\cdot 40000=3{,}42\cdot 10^6 \text{ км}.$$

Квантили нормального распределения u_p для каждого из значений n_p равны (,42):

$$u_{P(n_p=2)}=\frac{1-\tilde{n}}{\sqrt{\tilde{n}^2v^2_{\tau-1}+v^2_\varepsilon}}=\frac{1-1{,}30}{\sqrt{1{,}30^2\cdot 0{,}08^2+0{,}2^2}}=-1{,}331;$$

$$u_{P(n_p=1,5)}=\frac{1-0,98}{\sqrt{0,98^2\cdot 0,08^2+0,2^2}}=0,093;$$

$$u_{P(n_p=1,2)}=\frac{1-0,78}{\sqrt{0,78^2\cdot 0,08^2+0,2^2}}=1,050,$$

где $\tilde{n}_{(n_p=2)}=\frac{\overline{n}_p}{\overline{n}}=\frac{2,0}{1,533}=1,3;$

$$\tilde{n}_{(n_p=1,5)}=\frac{1,5}{1,533}=0,98;$$

$$\tilde{n}_{(n_p=1,2)}=\frac{1,2}{1,533}=0,78;$$

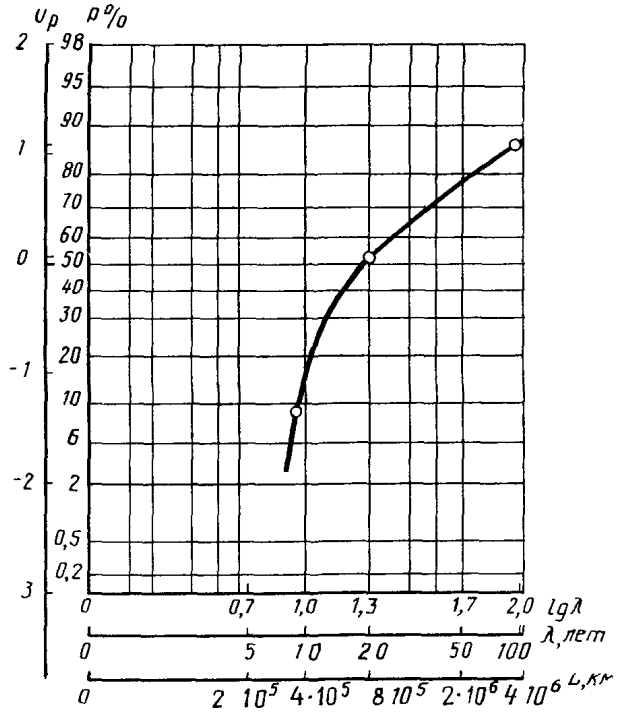
$$n=\frac{\overline{\tau}_{a\max}}{\overline{\tau}_{-1д}}=\frac{138}{90}=1,533.$$

По таблицам значений квантили нормированного нормального распределения от уровня P определены вероятности разрушения:

$$P_{(n_p=2)}=9,2\,\%;\qquad P_{(n_p=1,5)}=53,7\,\%;\qquad P_{(n_p=1,2)}=85,3\,\%.$$

На черт. 15 приведен график функции распределения усталостной долговечности полуоси грузового автомобиля, построенный по результатам расчета Из графика определен гамма-процентный ресурс (при $\gamma=90\,\%$, $P=10\,\%$) полуоси, который равен $L_{\gamma=90^\circ}=4,00\cdot 10^5$ км, что соответствует долговечности грузового автомобиля в эксплуатации.

Функция распределения усталостной долговечности полуоси грузового автомобиля



Черт. 15

Таблица 19

Данные к расчету функции распределения долговечности полуоси грузового автомобиля

i	τ_{ai}, МПа	$\frac{\tau_{ai}}{\tau_{a\max}}$	$\nu_{i\delta\tau}$, циклы	$t_i=\frac{\nu_{i\delta\tau}}{\nu^*_{\delta\tau}}$	$\frac{\tau_{ai}}{\tau_{a\max}}t_i$	$\left(\frac{\tau_{ai}}{\tau_{a\max}}\right)^{m_\tau}t_i$	$\frac{m_\tau}{\tau_{ai}}\cdot\nu_{i\delta\tau}$
1	138	1,000	$0,175\cdot10^4$	$4,648\cdot10^{-3}$	$4,648\cdot10^{-3}$	$4,648\cdot10^{-3}$	$2,017\cdot10^{10}$
2	122	0,884	$0\,315\cdot10^4$	$8,367\cdot10^{-3}$	$7,396\cdot10^{-3}$	$5\,570\cdot10^{-3}$	$2,417\cdot10^{10}$
3	106	0,768	$0,560\cdot10^4$	$1,487\cdot10^{-2}$	$1\,142\cdot10^{-2}$	$6,225\cdot10^{-3}$	$2,702\cdot10^{10}$
4	90	0,652	$1,070\cdot10^4$	$2,842\cdot10^{-2}$	$1,853\cdot10^{-2}$	$6,928\cdot10^{-3}$	$3\,009\cdot10^{10}$
5	74	0 536	$2,930\cdot10^4$	$7,782\cdot10^{-2}$	$4,171\ 10^{-2}$	$9,939\cdot10^{-3}$	$4,318\cdot10^{10}$
6	58	0,420	$6\,880\cdot10^4$	$1,827\cdot10^{-1}$	$7,675\cdot10^{-2}$	$1,044\cdot10^{-2}$	$4,538\cdot10^{10}$
7	48	0,348	$25,72\cdot10^4$	$6,831\cdot10^{-1}$	$2,377\cdot10^{-1}$	$2,098\cdot10^{-2}$	$9,086\cdot10^{10}$
Σ			$\nu^*_{\delta\tau}=37\cdot65\cdot10^4$	$A=1,000$	$\xi_\tau=0,4$		$2,809\cdot10^{11}$

Пример 3. Расчет вала на прочность

1. Исходные данные для расчета.

Вал изображен на черт 16 Материал — сталь, имеющая следующие характеристики сопротивления усталости и статической прочности·

предел прочности при растяжении $\sigma_в = 1100$ МПа,

предел текучести при изгибе $\sigma_т = 850$ МПа,

предел текучести при кручении $\tau_т = 550$ МПа,

предел выносливости при изгибе $\sigma_{-1} = 480$ МПа;

предел выносливости при кручении $\tau_{-1} = 270$ МПа,

коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла $\psi_\sigma = 0{,}2$ и $\psi_\tau = 0{,}1$;

абсцисса точки перелома кривой усталости $N_G = 2 \cdot 10^6$ циклов.

Вал подвергнут цементации, $K_v = 1{,}4$

Максимальный крутящий момент $T_{max} = 3950$ Н·м, частота вращения вала $n_{об} = 0{,}406$ с$^{-1}$, расчетный срок службы $T_р = 5000$ ч Циклограмма нагружения приведена на черт 17

Минимально допускаемые запасы прочности и выносливости приняты $[n_т] = 1{,}9$ и $[n] = 1{,}9$

2. Определение внутренних силовых факторов и расчет на статическую прочность

2 1 *Определение размеров на длине вала*

Установочную базу подшипников определяем согласно приложению 3.

$$h = \frac{1}{2}\left[T + \frac{d+D}{2} \operatorname{tg}\beta \right] = \frac{1}{2}\left[24 + \frac{60+110}{2} \operatorname{tg} 13^\circ \right] = 21{,}8 \text{ мм},$$

где $T = 24$ мм, $d = 60$ мм, $D = 100$ мм и $\beta = 13^\circ$ — данные для подшипника № 7212 Принимаем $h = 22$ мм

Остальные размеры приняты в соответствии с конструкцией нагружающего устройства

Данные для шестерни и зубчатой муфты

Для шестерни модуль зубьев $m = 10$ мм, число зубьев $z = 14$, угол наклона зуба $\beta = 20^\circ$ угол зацепления косозубой цилиндрической передачи $\alpha_{tw} = 25{,}865^\circ$, диаметр начальной окружности $d_w = 154{,}4$ мм

Для муфты модуль зубьев $m = 5$ мм, число зубьев $z_м = 24$, диаметр делительной окружности $d_м = m_м \cdot z_м = 5 \cdot 24 = 120$ мм

2 2 *Определение внешних сил, действующих на вал от зубчатого зацепления шестерни с колесом*

Окружное, радиальное и осевое усилия, действующие на вал, определяем согласно приложению 2

$$F_t = \frac{2T_{max}}{d_w} = \frac{2 \cdot 3950}{154{,}4 \cdot 10^{-3}} = 51166 \text{ Н};$$

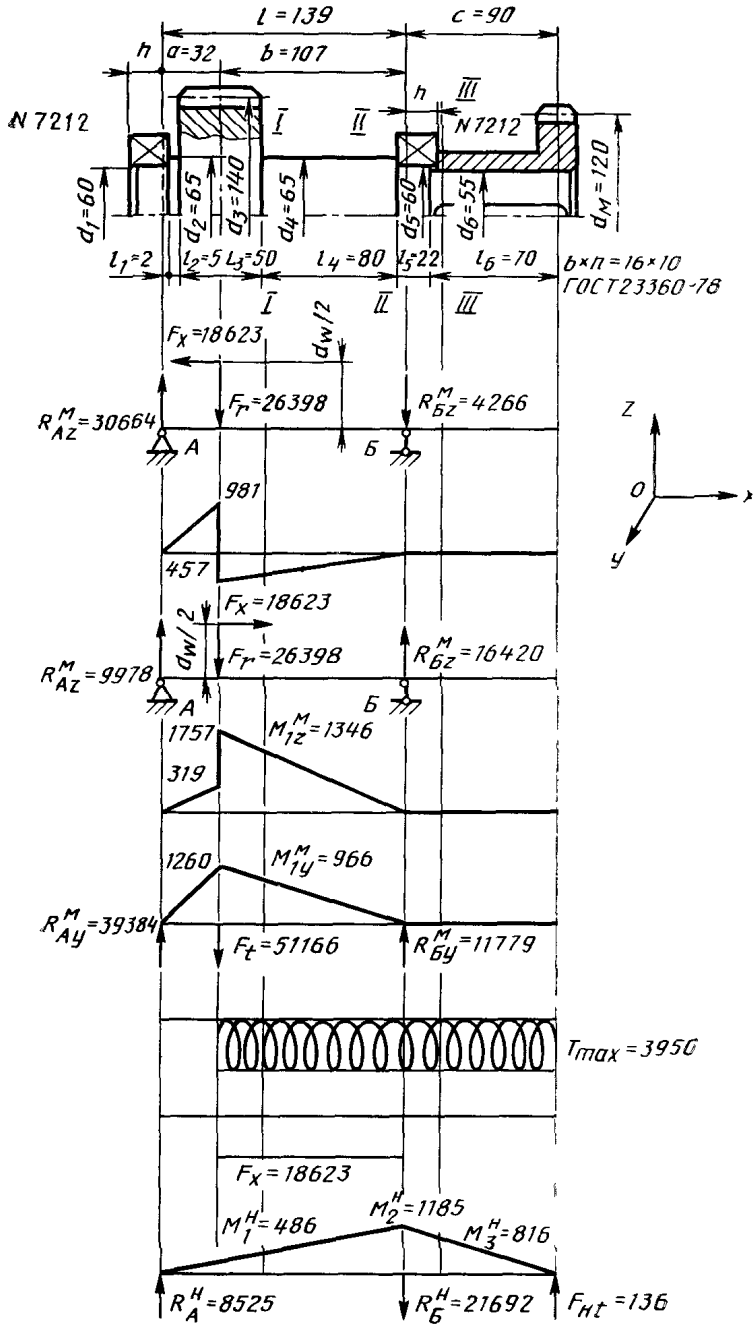
$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}{\cos \beta} = 51166 \cdot \frac{\operatorname{tg} 25{,}865^\circ}{\cos 20^\circ} = 26398 \text{ Н},$$

$$F_x = F_t \operatorname{tg} \beta = 51166 \operatorname{tg} 20^\circ = 18623 \text{ Н}$$

Определяем неуравновешенную составляющую окружной силы на рабочих элементах муфты

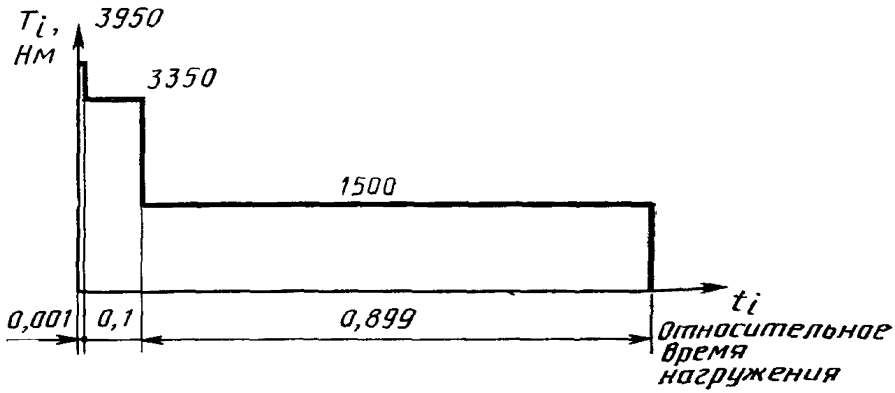
$$F_{нt} = 0{,}2 \frac{2T_{max}}{d_м} = 0{,}2 \cdot \frac{2 \cdot 3950}{120 \cdot 10^{-3}} = 13167 \text{ Н},$$

F_t, F_r, F_x— силы меняющие положение относительно вала Сила $F_{нt}$ не меняет положение относительно вала


l = 139
c = 90
h
a=32
b=107
h
N 7212
I
II
III
N 7212
d1=60
d2=65
d3=140
d4=65
d5=60
d6=55
dM=120
l1=2
l2=5
l3=50
l4=80
l5=22
l6=70
b×h=16×10
ГОСТ 23360-78
Fx=18623
dw/2
Fr=26398
RMAz=30664
RMБz=4266
A
Б
Z
O
x
y
981
457
Fx=18623
dw/2
Fr=26398
RMAz=9978
RMБz=16420
A
Б
1757
319
M1zM=1346
1260
M1yM=966
RMAy=39384
Ft=51166
RMБy=11779
Tmax=3950
Fx=18623
M1H=486
M2H=1185
M3H=816
RAH=8525
RБH=21692
FHt=136

Черт. 16

Циклограмма нагружения



Черт. 17

2.3. *Построение эпюр внутренних силовых факторов*

Определяем реакции опор от сил, меняющих положение относительно вала. При направлении осевой силы F_x к опоре A:

$$R^{м}_{Az}=\frac{F_x\cdot 0,5d_w+F_r\cdot b}{L}=\frac{18623\cdot 0,5\cdot 0,1544+26398\cdot 0,107}{0,139}=30664\ \text{Н};$$

$$R^{м}_{Бz}=\frac{F_x\cdot 0,5d_w-F_r\cdot a}{L}=\frac{18623\cdot 0,5\cdot 0,1544-26398\cdot 0,032}{0,139}=4266\ \text{Н};$$

$$R^{м}_{Ay}=\frac{F_t\cdot b}{L}=\frac{51166\cdot 0,107}{0,139}=39387\ \text{Н};$$

$$R^{м}_{Бy}=\frac{F_t\cdot a}{L}=\frac{51166\cdot 0,032}{0,139}=11779\ \text{Н}.$$

При направлении осевой силы F_x к опоре Б:

$$R^{м}_{Az}=\frac{F_r\cdot b-F_x\cdot 0,5\cdot d_w}{L}=\frac{26398\cdot 0,107-18623\cdot 0,5\cdot 0,1544}{0,139}=9978\ \text{Н};$$

$$R^{м}_{Бz}=\frac{F_r\cdot a+F_x\cdot 0,5d_w}{L}=\frac{26398\cdot 0,032+18623\cdot 0,5\cdot 0,1544}{0,139}=16420\ \text{Н}.$$

Определяем реакции опор от сил, не меняющих положение относительно вала

$$R^{н}_{A}=\frac{F_{нt}\cdot C}{L}=\frac{13167\cdot 0,09}{0,139}=8525\ \text{Н};$$

$$R^{н}_{Б}=\frac{F_{нt}\cdot (C+L)}{L}=\frac{13167\cdot (0,09+0,139)}{0,139}=21692\ \text{Н}.$$

Эпюры внутренних силовых факторов приведены на черт. 16.

Анализ эпюр внутренних силовых факторов и несущей способности сечений вала показал, что опасными сечениями являются сечения:

I—I — место перехода от шестерни к валу диаметром 65 мм;

II—II — место прессовой посадки правого подшипника на вал;

III—III — шпоночное соединение при посадке муфты на вал при направлении осевой силы F_x в сторону опоры *Б*.

Для сечения I—I:

$$M_{1z}^{м}=R_{Bz}^{м}\cdot(b-0{,}5l_3)=16420(0{,}107-0{,}5\ 0{,}05)=1346\ \text{Н м};$$

$$M_{1y}^{м}=R_{By}^{м}(b-0{,}5l_3)=11779(0{,}107-0{,}5\cdot0{,}05)=966\ \text{Н·м};$$

$$M_1^{м}=\sqrt{(M_{1z}^{м})^2+(M_{1y}^{м})^2}=\sqrt{1346^2+966^2}=1657\ \text{Н·м};$$

$$M_1^{н}=R_A^{н}(a+0{,}5l_3)=8525(0{,}032+0{,}5\ 0{,}05)=486\ \text{Н·м}.$$

Для сечения II—II:

$$M_2^{м}=0;$$

$$M_2^{н}=F_{нt}\cdot C=13167\cdot0{,}09=1185\ \text{Н·м}.$$

Для сечения III—III:

$$M_3^{м}=0;$$

$$M_3^{н}=F_{нt}\left(l_6-\frac{b_{шп}}{2}\right)=13167(0{,}07-0{,}008)=816\ \text{Н·м}.$$

2.4. *Определение геометрических характеристик опасных сечений вала*

Сечение I—I:

$$W_{и1}=\frac{\pi d^3}{32}=\frac{3{,}14(65\cdot10^{-3})^3}{32}=26{,}96\cdot10^{-6}\ \text{м}^3;\quad W_{к1}=\frac{\pi d^3}{16}=53{,}92\cdot10^{-6}\ \text{м}^3;$$

$$A_1=\frac{\pi d^2}{4}=\frac{3{,}14(65\cdot10^{-3})^2}{4}=3{,}32\cdot10^{-3}\ \text{м}^2.$$

Сечение II—II:

$$W_{и2}=\frac{\pi d^3}{32}=\frac{3{,}14(60\cdot10^{-3})^3}{32}=21{,}2\cdot10^{-6}\ \text{м}^3;$$

$$W_{к2}=\frac{\pi d^3}{16}=42{,}4\cdot10^{-6}\ \text{м}^3;$$

$$A_2=\frac{\pi d^2}{4}=\frac{3{,}14(60\cdot10^{-3})^2}{4}=2{,}83\cdot10^{-3}\ \text{м}^2.$$

Сечение III—III:

$$W_{к3}=\frac{\pi d^3}{16}-\frac{bh(2d-h)^2}{16d}=\frac{3{,}14\cdot55^3}{16}-\frac{16\cdot10(2\cdot55-10)^2}{16\cdot55}\cdot10^{-9}=$$

$$=30{,}85\cdot10^{-6}\ \text{м}^3;$$

$$W_{и3}=\frac{\pi d^3}{32}-\frac{bh(2d-h)^2}{16d}=\frac{3{,}14\cdot55^3}{32}-\frac{16\cdot10(2\cdot55-10)^2}{16\cdot55}\cdot10^{-9}=$$

$$=14{,}51\cdot10^{-6}\ \text{м}^3.$$

Таблица 20

Опасные сечения			I—I	II—II	III—III
Момент Н·м	изгибающие	$M_i^{\text{м}}=\sqrt{\left(M_{zi}^{\text{м}}\right)^2+\left(M_{yi}^{\text{м}}\right)^2}$	1657	0	0
		$M_i^{\text{н}}$	486	1185	816
		$M_i=M_i^{\text{м}}+M_i^{\text{н}}$	2143	1185	816
	крутящий	$T_{\max i}$	3950	3950	3950
Осевая сила, H		F_{zi}	18623	18623	0
Момент сопротивления, м³		$W_{\text{и}i}$	$26{,}96\cdot10^{-6}$	$21{,}2\cdot10^{-6}$	$14{,}51\cdot10^{-6}$
		$W_{\text{к}i}$	$53{,}92\cdot10^{-6}$	$42{,}4\cdot10^{-6}$	$30{,}85\cdot10^{-6}$
Площадь сечения, м²		A_i	$3{,}32\cdot10^{-3}$	$2{,}83\cdot10^{-3}$	—
Напряжение, МПа	изгиб с растяжением (сжатием)	$\sigma_i=\frac{F_{zi}}{A_i}+\frac{M_i}{W_{\text{и}i}}$	85,1	62,4	56,2
	кручение	$\tau_i=\frac{T_{\max i}}{W_{\text{к}i}}$	73,3	93,2	128
Запас прочности	изгиб с растяжением (сжатием)	$n_{\text{т}\sigma_i}=\frac{\sigma_{\text{т}}}{\sigma_i}$	9,99	13,6	15,1
	кручение	$n_{\text{т}\tau_i}=\frac{\tau_{\text{т}}}{\tau_i}$	7,5	5,9	4,3
	общий	$n_{\text{т}i}=\frac{n_{\text{т}\sigma_i}\,n_{\text{т}\tau_i}}{\sqrt{n_{\text{т}\sigma_i}^2+n_{\text{т}\tau_i}^2}}$	6,0	5,4	4,1

2.5. *Расчет вала на статическую прочность*

Статическая прочность обеспечена; во всех случаях $n_{T\,i} > [n_T] = 1{,}9$.

3. Расчет вала на сопротивление усталости по коэффициентам запаса прочности

3.1. Определение характеристик сопротивления усталости вала.

Сечение I—I. Согласно формуле (11)

$$\sigma_{-1д} = \frac{\sigma_{-1}}{K}\ ; \qquad \tau_{-1д} = \frac{\tau_{-1}}{K}\ .$$

По формуле (14) при изгибе и растяжении-сжатии

$$K = \left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F_\sigma}} - 1 \right) \frac{1}{K_v}\ .$$

где $\dfrac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} = \dfrac{2\alpha_\sigma}{1+\Theta^{-\nu_\sigma}}$ (по ГОСТ 25.504).

Теоретический коэффициент концентрации напряжений для ступенчатого вала находим по ГОСТ 25.504 (приложение 3).

Для радиуса галтели $\rho = 6{,}5$ мм, диаметра вала $d = 65$ мм и диаметра шестерни по впадинам

$$d_i = \frac{mz}{\cos\beta} - 2{,}5m = 124 \text{ мм}$$

$$\alpha_\sigma = 1{,}75.$$

По формуле (24)

$$\nu_\sigma = 0{,}19 - 0{,}000125\ \sigma_в = 0{,}19 - 0{,}000125 \cdot 1100 = 0{,}053.$$

По ГОСТ 25.504 рассчитываем относительный градиент первого главного напряжения в зоне концентрации при изгибе:

$$\overline{G} = \frac{2{,}3}{\rho} + \frac{2}{d} = \frac{2{,}3}{6{,}5} + \frac{2}{65} = 0{,}385 \text{ мм}\ .$$

Определяем относительный критерий подобия усталостного разрушения по ГОСТ 25.504:

$$\Theta = \frac{1}{88{,}3} \cdot \frac{L}{\overline{G}} = \frac{\pi d}{88{,}3\overline{G}} = \frac{3{,}14 \cdot 65}{88{,}3 \cdot 0{,}385} = 6{,}0.$$

Отсюда

$$\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} = \frac{2 \cdot 1{,}75}{1+6^{-0{,}053}} = 1{,}83.$$

Коэффициент влияния шероховатости поверхности определяем по (16) для $Rz = 20$ мкм

$$K_{F_\sigma} = 1 - 0{,}22 \lg Rz \left(\lg \frac{\sigma_в}{20} - 1 \right) = 1 - 0{,}22 \lg 20 \left(\lg \frac{1100}{20} - 1 \right) = 0{,}79.$$

Коэффициент снижения предела выносливости при $K_v = 1{,}4$ равен:

$$K = \left(1{,}83 + \frac{1}{0{,}79} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1{,}4} = 1{,}50.$$

Отсюда предел выносливости при изгибе вала для сечения I—I

$$\sigma_{-1д}=\frac{480}{1,50}=320 \text{ МПа}.$$

По (14) при кручении

$$K=\left(\frac{K_\tau}{K_{d\tau}}+\frac{1}{K_{F_\tau}}-1\right)\cdot\frac{1}{K_v},$$

где

$$\frac{K_\tau}{K_{d\tau}}=\frac{2\alpha_\tau}{1+\theta^{-\nu_\tau}} \text{ (ГОСТ 25.504)}.$$

Согласно (25):

$$\nu_\tau=1,5\nu_\sigma=1,5\cdot 0,053=0,080;$$

$$\alpha_\sigma=1,45 \text{ (ГОСТ 25.504)};$$

$$\overline{G}_\tau=\frac{1,15}{\rho}+\frac{2}{d}=\frac{1,15}{6,5}+\frac{2}{65}=0,208 \text{ мм}^{-1};$$

$$\theta=\frac{1}{88,3}\cdot\frac{L}{G_\tau}=\frac{1}{88,3}\cdot\frac{3,14\cdot 65}{0,208}=11,11;$$

$$\frac{K_\tau}{K_{d\tau}}=\frac{2\cdot 1,45}{1+11,11^{-0,080}}=1,59.$$

По (16) определяем коэффициент влияния шероховатости поверхности

$$K_{F_\tau}=0,575\,K_{F_\sigma}+0,425=0,575\cdot 0,79+0,425=0,88.$$

Коэффициент влияния поверхностного упрочнения как и в случае изгиба $K_v=1,4$

Коэффициент снижения предела выносливости при кручении равен

$$K=\left(1,59+\frac{1}{0,88}-1\right)\cdot\frac{1}{1,4}=1,23.$$

Отсюда предел выносливости при кручении вала для сечения I—I:

$$\tau_{-1д}=\frac{\tau_{-1}}{K}=\frac{270}{1,23}=220 \text{ МПа}.$$

Сечение II—II. По формулам (17)—(20) при $d=60$ мм и $p>25$ МПа находим

$$\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}=5,52.$$

Согласно формуле (21)

$$\frac{K_\tau}{K_{d\tau}}=0,6\,\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}=0,6\cdot 5,52=3,31.$$

Приняв параметр шероховатости поверхности $Rz=10$ мкм, по (15) и (16) находим $K_{F_\tau}=0,91$.

Коэффициент снижения предела выносливости при кручении равен

$$K=\left(\frac{K_\tau}{K_{d_\tau}}+\frac{1}{K_{F_\tau}}-1\right)\frac{1}{K_v}=(3{,}31+\frac{1}{0{,}91}-1)\frac{1}{1{,}4}=2{,}43$$

Отсюда, предел выносливости при кручении для сечения II—II:

$$\tau_{-1д}=\frac{\tau_{-1}}{K}=\frac{270}{2{,}43}=111\ \text{МПа}.$$

Сечение III—III. По (17)—(20) при $d=55$ мм и $p=20$ МПа определяем

$$\frac{K_\sigma}{K_{d_\sigma}}=5{,}05.$$

По формуле (21)

$$\frac{K_\tau}{K_{d_\tau}}=0{,}6\ \frac{K_\sigma}{K_{d_\sigma}}=0{,}6\cdot 5{,}05=3{,}03.$$

По формуле (14) при $K_{F_\tau}=0{,}91$ рассчитываем коэффициент снижения предела выносливости при кручении:

$$K=\left(\frac{K_\tau}{K_{d_\tau}}+\frac{1}{K_{F_\tau}}-1\right)\frac{1}{K_v}=(3{,}03+\frac{1}{0{,}91}-1)\frac{1}{1{,}4}=2{,}23.$$

Отсюда:

$$\tau_{-1д}=\frac{270}{2{,}23}=121\ \text{МПа}.$$

Определяющим источником концентрации напряжений для сечения III—III является посадка муфты на вал. Как показывают расчеты, коэффициенты снижения пределов выносливости в этом сечении для галтели и шпонки несколько меньше.

3.2. Расчет вала на сопротивление усталости по коэффициентам запаса.

Принимаем наработку, соответствующую одному блоку нагружения, равной расчетному сроку службы вала $l_б=T_р=500$ ч. В этом случае число блоков нагружения $\lambda=1$.

Определяем количество циклов, приходящееся на каждую из трех ступеней нагружения (черт. 17):

$$\nu_{1б}=t_1\cdot n_{об}\cdot 3600\cdot T_р=0{,}001\cdot 0{,}406\cdot 3600\cdot 5000=7{,}3\cdot 10^3;$$

$$\nu_{2б}=t_2\cdot n_{об}\cdot 3600\cdot T_р=0{,}1\cdot 0{,}406\cdot 3600\cdot 5000=7{,}3\cdot 10^5;$$

$$\nu_{3б}=t_3\cdot n_{об}\cdot 3600\cdot T_р=0{,}899\cdot 0{,}406\cdot 3600\cdot 5000=6{,}57\cdot 10^6.$$

Сечение I—I. Показатель наклона левой ветви кривой усталости определяем по (27) и (28)

$$m_\sigma=\frac{C}{K}=\frac{5+\frac{\sigma_в}{80}}{K}=\frac{5+\frac{1100}{80}}{1{,}5}=12{,}5.$$

Корректирующий коэффициент $a_р$ принимаем равным $a_р=0{,}25$; $N_G=2\cdot 10^6$ циклов.

Определяем σ_{al} (эквивалентные амплитуды напряжений симметричных циклов, равноценные по своему повреждающему действию асимметричному циклу с параметрами σ_a и σ_m)

$$\sigma_{ai}=\sigma_a+\psi_{\sigma_д}\cdot\sigma_m;$$

где $\psi_{\sigma_д}=\frac{\psi_\sigma}{K}=\frac{0,2}{K}=0,133.$

Для первой ступени нагружения находим:

$$\sigma_a=\frac{M_1^м}{W_{и1}}=\frac{1657}{26\cdot96\cdot10^{-6}}=61,5\text{ МПа};$$

$$\sigma_m=\frac{F_z}{A_1}+\frac{M_1^н}{W_{и1}}=\frac{18623}{3,32\cdot10^{-3}}+\frac{486}{26,96\cdot10^{-6}}=23,6\text{ МПа}.$$

$$\sigma_{a1}=61,5+0,133\cdot23,6=64,6\text{ МПа}.$$

Для остальных ступеней полагаем, что амплитуды напряжений пропорциональны крутящим моментам

$$\sigma_{a2}=\sigma_{a1}\cdot\frac{T_2}{T_1}=64,6\cdot\frac{3350}{3950}=54,8\text{ МПа};$$

$$\sigma_{a3}=\sigma_{a1}\cdot\frac{T_3}{T_1}=64,6\cdot\frac{1500}{3950}=24,5\text{ МПа}.$$

Расчет коэффициента запаса проводим по формулам (35) и (36). Задаемся $n_\sigma=6$.

По (36):

$$\sigma_{аэкв}=\sqrt[m_\sigma]{\frac{\lambda}{a_{рσ}N_{G_σ}}\sum_{(\sigma_{ai}>\frac{\sigma_{-1д}}{n_э})}\sigma_{ai}^{m_\sigma}\nu_{iб}}$$

Суммирование проводим по $\sigma_{ai}>\frac{\sigma_{-1д}}{n_э}=\frac{320}{6}=53,3$ МПа.

$$\sigma_{аэкв}=\sqrt[12,5]{\frac{1}{0,25\cdot2\cdot10^6}\cdot(64,6^{12,5}\cdot7,3\cdot10^3+54,8^{12,5}\cdot7,3\cdot10^5)}=56,7\text{ МПа}.$$

По (35):

$$n_э=\frac{\sigma_{-1д}}{\sigma_{аэкв}}=\frac{320}{56,7}=5,6.$$

Полученное значение n_σ не имеет существенного расхождения с заданным.

Принимаем $n_\sigma=6$.

При расчете по касательным напряжениям принимаем

$$m_\tau=m_э=12,5;$$

$$a_{рτ}=0,25;$$

$$N_{G\tau}=2,10^6.$$

Полагаем, что при кручении вал работает по пульсирующему циклу, а касательные напряжения на каждой ступени нагружения, также как и нормальные, пропорциональны крутящим моментам

Находим приведенные амплитуды касательных напряжений по формуле:

$$\tau_{a_i}=\tau_a+\psi_{\tau_д}\cdot\tau_m.$$

По (30):

$$\psi_{\tau_д}=\frac{\psi_\tau}{K}=\frac{0{,}1}{1{,}23}=0{,}081.$$

Для первой ступени нагружения

$$\tau_m=\tau_a=\frac{T_{max}}{2W_{к1}}=\frac{3950}{2\ 53{,}92\ 10^{-6}}=36{,}6\ \text{МПа}=36{,}6+0{,}081\ \ 36{,}6=$$

$$=39{,}6\ \text{МПа}.$$

Для остальных ступеней нагружения

$$\tau_{a_2}=\tau_{a_1}\frac{T_2}{T_1}=39{,}6\frac{3950}{3950}=33{,}6\ \text{МПа},$$

$$\tau_{a_3}=\tau_{a_2}\frac{T_2}{T_1}=39{,}6\ \ \frac{1500}{3950}=15{,}0\ \text{МПа}.$$

Расчет коэффициента запаса по касательным напряжениям проводим по формулам (35), (37).

Задаемся $n_\tau=6$

По (37):

$$\tau_{aэкв}=\sqrt[m_\tau]{\frac{\lambda}{a_{p\tau}N_{G_-}}\sum_{(\tau_{a_i}>\frac{\tau_{-1д}}{n_\tau})}\tau_{a_i}^{m_-}\nu_{i\,б}},$$

где $\frac{\tau_{-1д}}{n_-}=\frac{220}{6}=36{,}7\ \text{МПа}.$

Получаем

$$\tau_{aэкв}=\sqrt[12,5]{\frac{1}{0{,}25\ 2\cdot10^6}\cdot39{,}6^{12\,5}\cdot7{,}3\ 10^3}=28{,}2\ \text{МПа}.$$

По (35):

$$n_\tau=\frac{\tau_{-1д}}{\tau_{aэкв}}=\frac{220}{28{,}2}=7{,}8.$$

Полученное значение n_τ отличается от заданного, поэтому повторяем вычисления при $n_\tau=6{,}6$

Суммирование в формуле (37) проводим по

$$\tau_{a_i}>\frac{\tau_{-1д}}{n_\tau}=\frac{220}{6{,}6}=33{,}3\ \text{МПа}.$$

$$\tau_{aэкв}=\sqrt[12,5]{\frac{1}{0{,}25\cdot2\cdot10^6}(39{,}6^{12,5}\ 7{,}3\ 10^3+33{,}6^{12,5}\ 7{,}3\ 10^5)}=$$

$$=34{,}8\ \text{МПа}.$$

$$n_\tau=\frac{220}{34{,}8}=6{,}3\ \text{МПа}$$

Принимаем $n_\tau = 6{,}6$.

Определяем общий коэффициент запаса прочности при одновременном действии нормальных и касательных напряжений (38):

$$n = \frac{n_\sigma\, n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{6 \cdot 6{,}6}{\sqrt{6^2 + 6{,}6^2}} = 4{,}4.$$

Сечение II—II. Расчет проводим по касательным напряжениям, так как циклические нормальные напряжения в этом сечении отсутствуют.

По (27) и (28):

$$m_\tau = \frac{5 + \frac{\sigma_в}{80}}{K} = \frac{5 + \frac{1100}{80}}{2{,}43} = 7{,}7$$

Для первой ступени нагружения

$$\tau_m = \tau_a = \frac{T_{max}}{2W_{к2}} = \frac{3950}{3 \cdot 42{,}4 \cdot 10^{-6}} = 46{,}6 \text{ МПа}.$$

По [30]:

$$\psi_{\tau_д} = \frac{\psi_\tau}{K} = \frac{0{,}1}{2{,}43} = 0{,}041.$$

$$\tau_{a1} = \tau_a + \psi_{\tau_д} \tau_m = 46{,}6 + 0{,}041 \cdot 46{,}6 = 48{,}5 \text{ МПа}.$$

Для остальных ступеней

$$\tau_{a2} = \tau_{a1} \cdot \frac{T_2}{T_1} = 48{,}5 \cdot \frac{3350}{3950} = 41{,}1 \text{ МПа};$$

$$\tau_{a3} = \tau_{a1} \frac{T_3}{T_1} = 48{,}5 \cdot \frac{1500}{3950} = 18{,}4 \text{ МПа}.$$

Задаемся $n_\tau = 2{,}5$.

По формуле (37), учитывая только

$$\tau_{ai} > \frac{\tau_{-1д}}{n_\tau} = \frac{111}{2{,}5} = 44{,}4 \text{ МПа},$$

получаем $\tau_{аэкв} = 28$ МПа.

По (35):

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1д}}{\tau_{аэкв}} = 3{,}9.$$

Вычисления повторяем, задаваясь $n_\tau = 2{,}8$.

Получаем $\tau_{аэкв} = 43{,}4$.

$$n_\tau = \frac{111}{43{,}4} = 2{,}6.$$

Принимаем $n_\tau = 2{,}8$.

Сечение III—III.

По (27) и (28):

$$m_\tau = \frac{5 + \frac{\sigma_в}{80}}{K} = \frac{5 + \frac{1100}{80}}{2{,}23} = 8{,}4.$$

Для первой ступени нагружения

$$\tau_m=\tau_a=\frac{T_{max}}{2W_{кз}}=\frac{3950}{2\cdot30,83}=64,1\ МПа.$$

По (30):

$$\psi_{\tau_д}=\frac{\psi_\tau}{K}=\frac{0,1}{2,23}=0,045.$$

$$\tau_{a1}=\tau_a+\psi_{\tau_д}\tau_m=64,1+0,045\cdot64,1=67\ МПа.$$

Для остальных ступеней получаем

$$\tau_{a2}=56,8\ МПа$$

$$\tau_{a3}=25,4\ МПа.$$

Задаемся $n_\tau=2,2$.

Суммируя в (37) слагаемые с

$$\tau_{ai}>\frac{\tau_{-1д}}{n_\tau}=\frac{121}{2,2}=5,5\ МПа,$$

получаем $\tau_{aэкв}=59,7$ МПа

$$n_\tau=\frac{\tau_{-1д}}{\tau_{aэкв}}=\frac{121}{59,7}=2,0.$$

Полученное значение n_τ не имеет существенного расхождения с заданны Принимаем $n_\tau=2,2$.

Таким образом прочность при циклических нагрузках также обеспечена, во всех случаях $n>[n]=1,9$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 **Серенсен С. В., Громан М. Б., Когаев В. П, Шнейдерович Р. М.** Валы и оси Конструирование и расчет. М Машиностроение, 1970, 320 с

2 **Когаев В. П** Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени М Машиностроение, 1977, 232 с.

3 **Бойцов Б. В.** Прогнозирование долговечности напряженных конструкций. М Машиностроение, 1985, 232 с

4 ГОСТ 25 504—82 Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. М · Изд-во стандартов, 1982, 80 с.

5 **Когаев В. П, Махутов Н А., Гусенков А. П** Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность М Машиностроение, 1985, 224 с

6 **Степнов М Н.** Статистические методы обработки результатов механических испытаний М Машиностроение, 1985, 232 с

7 ОСТ 12 44 097—83 Валы и оси. Расчет на прочность и жесткость. М.: Изд во стандартов, 1983, 88 с

8 **Гольд Б. В., Оболенский Е. П., Стефанович Ю. Г., Трофимов О. Ф.** Прочность и долговечность автомобиля М . Машиностроение, 1974, 328 с.

9 **Лукинский В. С, Котиков Ю. Г, Зайцев Е И.** Долговечность деталей шасси автомобиля Л Машиностроение, 1984, 231 с.

СОДЕРЖАНИЕ

1 Общие положения 1

2 Расчет на статическую прочность 4

3 Расчет на сопротивление усталости 7

3.1 Определение расчетных характеристик сопротивления усталости валов и осей 7

3.2 Определение расчетных характеристик нагруженности 10

3.3 Расчет коэффициентов запаса прочности 11

3.4 Расчет функции распределений усталостной долговечности при нерегулярном нагружении 12

Приложение 1 Основные обозначения 15

Приложение 2 Силы на рабочих элементах муфт и в зацеплении зубчатых и червячных передач 18

Приложение 3 Формулы для определения установочных баз подшипников 20

Приложение 4 Геометрические характеристики поперечных сечений валов с эвольвентными шлицами и вала-шестерни 21

Приложение 5 Методы конструктивного упрочнения валов в местах посадки подшипников 24

Приложение 6 Коэффициенты K_v влияния технологических методов поверхностного упрочнения на пределы выносливости 26

Приложение 7 Эффективные коэффициенты концентрации напряжений K_σ и K_τ для различных конструктивных элементов 27

Приложение 8 Значения функции нормального распределения Ф и квантили нормального распределения u_P 30

Приложение 9 Примеры расчета 32

Пример 1 Расчет вертикального вала редуктора механизма поворота портального крана 32

Пример 2 Вероятностный расчет усталостной долговечности полуоси грузового автомобиля 45

Пример 3 Расчет вала на прочность 56

Список литературы 68

ИНФОРМАЦИОННЫЕ ДАННЫЕ

1. РАЗРАБОТАНЫ

Институтом машиноведения АН СССР, Институтом горного дела АН СССР, Межотраслевым научно-техническим комплексом «Надежность машин», Государственным комитетом СССР по стандартам, Министерствами высшего и среднего специального образования СССР и РСФСР, *Министерством автомобильной промышленности СССР*, Министерством тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения СССР, Министерством угольной промышленности СССР, Министерством речного флота РСФСР, Министерством сельскохозяйственного и тракторного машиностроения СССР, Министерством строительного, дорожного и коммунального машиностроения СССР

ИСПОЛНИТЕЛИ

В. П. Когаев, А. П. Гусенков, Б. В. Бойцов, Е. И. Тавер, С. С. Дмитриченко, Е. И. Степанычев, М. Н. Степнов, П. В. Семенча, А. А. Попов, А. И. Семин, Б. Ф. Хазов, Э. Н. Никольская, О. В. Леонова, В. В. Солодухин (руководители темы), В. Б. Стрекалов, И. М. Петрова, Л. Л. Смирнова, И. В. Гадолина, С. Г. Лебединский, М. А. Алимов, А. Ю. Марцинкевич, Е. Е. Власова, Е. В. Гиацинтов, А. С. Серегин, Б. И. Селезнев, А. Н. Постнов, Л. В. Когаева, Н. С. Костин, А. Л. Иванов, Г. П. Кравченко, В. Л. Спасский, В. И. Артемьев, Т. И. Арсенькина, А. И. Вашунин, Ю. А. Шухмин, В. А. Полев, М. П. Толубаева, Л. А. Васина, С. В. Солод, Ю. А. Зислин, В. А. Мостаков, Д. Б. Баттаков, С. Ф. Бедрин, Б. Р. Григорян, В. В. Спиченков, Ю. В. Шумаков

2. УТВЕРЖДЕНЫ И ВВЕДЕНЫ В ДЕЙСТВИЕ Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 29.09.88 № 3349

3. ССЫЛОЧНЫЕ НОРМАТИВНО-ТЕХНИЧЕСКИЕ ДОКУМЕНТЫ

Обозначение НТД, на который дана ссылка	Номер пункта, приложения
ГОСТ 25 101—83	1 1, 1 2, 1 6 3 2, приложение 9
ГОСТ 25 502—79	1 2, 1 5
ГОСТ 25 504—82	1 1, 1 2, 1 4, 3 1, 3 4 3, приложение 9
ГОСТ 25 507—85	1 2, 1.5

Обозначение НТД, на который дана ссылка	Номер пункта, приложения
ГОСТ 6033—80	Приложение 4
ГОСТ 16 530—83	1.2
ГОСТ 16 531—83	1.2
ГОСТ 18 498—73	1.2
ГОСТ 19 325—73	1.2
ГОСТ 19 326—73	Приложение 2
ГОСТ 21 354—75	1.2
ГОСТ 23 207—73	1.2
РД 50—607—86	1.1, 1.2, 1.7
МР 55—82	1.6
МР 75—85	1.6
МР 206—86	1.4

РЕКОМЕНДАЦИИ

Расчеты и испытания на прочность.
Расчет на прочность валов и осей

Р 50—83—88

Редактор *А. Л. Владимиров*
Технический редактор *Г. А. Теребинкина*
Корректор *Е. И. Евтеева*

Сдано в наб 30.11.88 Подп. в печ. 19.06.89 Формат 60×90 1/16 Бумага типографская № 2
Гарнитура литературная Печать высокая 4,5 усл. п. л. 4,63 усл. кр.-отт. 4,30 уч.-изд. л.
Тир. 30000 экз. Зак. 2760 Цена 30 к. Изд. № 10438/4

нак Почета» Издательство стандартов, 123557, Москва, ГСП
Новопресненский пер., 3.
Калужская типография стандартов, ул. Московская, 256.

gost.e-ecolog.ru