РОССИЙСКИЙ РЕЧНОЙ РЕГИСТР

РАСЧЕТ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ НА ПРОЧНОСТЬ

Руководство Р.008-2004

РАСЧЕТ И ИЗМЕРЕНИЕ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ВАЛОПРОВОДОВ И АГРЕГАТОВ

Руководство Р.009-2004



Москва
2016

gost.e-ecolog.ru

Ответственный за выпуск – С. В. Канурный

Оригинал-макет – Е. Л. Багров

Никакая часть настоящего издания не может для целей продажи воспроизводиться, закладываться в поисковую систему или передаваться в любой форме или любыми средствами, включая электронные, механические, фотокопировальные или иные средства, без получения предварительного письменного разрешения федерального автономного учреждения «Российский Речной Регистр».

© Российский Речной Регистр, 2016

СОДЕРЖАНИЕ

РАСЧЕТ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ НА ПРОЧНОСТЬ

Руководство Р.008-2004

1 Общие положения 7
1.1 Область распространения 7
1.2 Определения и обозначения 7
1.3 Объем требуемых расчетов 10
2 Расчет сил и моментов, действующих на коренные и шатунные шейки коленчатого вала 12
2.1 Назначение расчета 12
2.2 Последовательность расчета 12
3 Расчет напряжений в элементах конструкции коленчатого вала с помощью одномерной модели 16
3.1 Общие замечания 16
3.2 Порядок расчета напряжений с помощью одномерной модели 17
3.3 Расчет напряжений в коренной шейке 18
3.4 Расчет напряжений в щеке 22
3.5 Расчет напряжений в шатунной шейке 25
3.6 Расчет напряжений в элементах конструкции коленчатого вала для пусковых условий 27
3.7 Допускаемые напряжения 31
4 Расчет коленчатого вала на усталостную прочность с помощью одномерной модели 33
4.1 Допущения 33
4.2 Порядок расчета вала на усталостную прочность 34
4.3 Расчет коренной шейки на усталостную прочность 35
4.4 Расчет шатунной шейки на усталостную прочность 39

4.5 Расчет щеки на усталостную прочность 45
4.6 Допускаемые значения коэффициентов запаса прочности 47
5 Расчет напряженного состояния коленчатого вала с применением дискретных моделей метода конечных элементов 49
5.1 Цель расчета 49
5.2 Порядок и особенности расчета прочности 49
5.3 Моделирование внешних нагрузок 50
5.4 Свойства применяемых материалов 51
5.5 Расчет нагрузок и напряжений 51
6 Расчет коленчатого вала на усталостную прочность в случае определения напряжений с помощью *3D* моделей, использующих МКЭ 53
6.1 Общие замечания 53
6.2 Методика расчета 53
6.3 Оценка безопасности по критериям статической и усталостной прочности 56
Приложение. Примеры расчета коленчатого вала на прочность 57
Литература 68

РАСЧЕТ И ИЗМЕРЕНИЕ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ВАЛОПРОВОДОВ И АГРЕГАТОВ

Руководство Р.009-2004

Введение 71
1 Общие положения 71
2 Содержание и оформление расчета крутильных колебаний 74
3 Измерение крутильных колебаний 80
3.1 Условия проведения испытаний 80
3.2 Параметры крутильных колебаний и места их измерения 81
3.3 Режимы испытаний 82
3.4 Обработка результатов испытаний 84
4 Предварительное заключение по результатам испытаний 85
5 Окончательное заключение по результатам испытаний 85

РОССИЙСКИЙ РЕЧНОЙ РЕГИСТР

РАСЧЕТ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ НА ПРОЧНОСТЬ

Руководство
Р.008-2004



Москва
2005

Утверждено	приказом Российского Речного Регистра № 32-п от 24.12.2004 г.
Введено в действие	с 07.02.2005 г.
Издание	1

1 ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1 ОБЛАСТЬ РАСПРОСТРАНЕНИЯ

Настоящее руководство предназначено для специалистов Речного Регистра и проектантов (изготовителей) двигателей внутреннего сгорания, применяемых на судах с классом Речного Регистра, и распространяется на прочностные расчеты коленчатых валов рядных и V-образных судовых двигателей внутреннего сгорания, изготовленных из углеродистых, легированных сталей, а также из высокопрочного чугуна с цельными, полусоставными и составными коленьями, у которых между двумя соседними коренными шейками расположена одна шатунная шейка.

1.2 ОПРЕДЕЛЕНИЯ И ОБОЗНАЧЕНИЯ

Определения

1.2.1 Применяемые в руководстве термины нужно понимать следующим образом.

.1 Концентраторы напряжений — галтели сопряжения тел различных геометрических форм в составе коленчатого вала, выходы сверлений, участки грубой обработки и другие элементы конструкции, в которых имеют место наибольшие напряжения в результате воздействия переменных газовых и инерционных сил, крутящих моментов, крутильных и изгибных колебаний.

.2 Неразрезная схема — схема расчета коленчатого вала на прочность, когда рассматривается не одно колено, лежащее на двух опорах, а весь коленчатый вал, при этом учитывается жесткость его сложноконфигурационной многоопорной конструкции, несоосность и упругая податливость опор и другие факторы.

.3 Поднутрение — способ снижения концентрации напряжений в галтели сопряжения шеек со щеками коленчатого вала, когда галтель плавно углубляется в тело щеки.

.4 Полусоставной коленчатый вал — конструкция коленчатого вала, когда шатунные шейки и щеки каждого колена отливаются как одно целое, а коренные шейки запрессовываются в специально изготовленные отверстия в щеках с натягом способом горячей посадки.

.5 Разрезная схема — схема расчета коленчатого вала, когда рассматривается одно, как бы вырезанное из всей конструкции, колено, лежащее на двух опорах, расположенных в центрах симметрии коренных подшипников.

.6 Составной коленчатый вал — конструкция коленчатого вала, когда он собирается из отдельных шеек-цапф и литых щек путем запрессовки шеек в щеки с натягом способом горячей посадки.

Обозначения

1.2.2 В руководстве приняты следующие обозначения:

A — площадь поверхности, м^2;

$A_п$ — площадь поверхности поршня, м^2;

b — ширина щеки, м;

C — сила инерции вращающихся масс, Н;

c — коэффициент запаса прочности по подобному циклу;

$c_{общ}$ — коэффициент общего запаса прочности;

$c_а$ — коэффициент запаса прочности по переменным напряжениям;

$c_В$ — коэффициент запаса прочности по пределу прочности;

c_σ — коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям;

c_τ — коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям;

d — диаметр цилиндра, м;

$d_к$ — диаметр коренной шейки, м;

$d_ш$ — диаметр шатунной шейки, м;

d_1 — диаметр облегчающего отверстия в шейке, м;

e — эксцентриситет (смещение осей) облегчающих отверстий в шейках коленчатого вала по отношению к осям шеек, м;

h — толщина щеки, м;

$i_ц$ — число цилиндров;

k_σ — коэффициент концентрации напряжений при изгибе;

k_τ — коэффициент концентрации напряжений при кручении;

L — расстояние между осями соседних цилиндров, м;

L^* — оптимальная удаленность облегчающего отверстия в смежной щеке, м;

l — длина шейки, м;

l_1 — расстояние от центра шатунной шейки до левой опоры, м;

l_2 — расстояние от центра шатунной шейки до правой опоры, м;

n — частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$;

p_{max} — максимальное давление цикла, МПа;

$P_Г$ — сила давления газов, Н;

P_j — сила инерции поступательно движущихся масс, Н;

$P_Ξ$ — суммарная сила, Н: $P_Ξ = P_Г + P_j$;

R_m — временное сопротивление на растяжение, МПа;

R_{eH} — предел текучести, МПа;

r — радиус галтели, м;

s — ход поршня, м;

T — касательная сила, Н;

T_{tq} — крутящий момент, Н·м;

W — момент сопротивления, м^3;

$W_{кр}$ — момент сопротивления кручению, м^3;

X, Y — реакции опор, Н;

Z — радиальная сила, Н;

α_γ — угол развала блока цилиндров, град;

β — поправочные коэффициенты, учитывающие влияние конструктивных факторов на концентрацию напряжений;

Δ — перекрытие шеек, м;

ε — коэффициент влияния, поправочный коэффициент;

ξ — поправочный множитель;

$\lambda_ш$ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;

σ_0 — предел выносливости при изгибе при пульсирующем (отнулевом) цикле, МПа;

σ_{-1} — предел выносливости при изгибе при симметричном цикле, МПа;

$\sigma_И$ — напряжение изгиба, МПа;

$\sigma_э$ — эквивалентное напряжение, МПа;

$\sigma_Ξ$ — суммарное напряжение, МПа;

τ_0 — предел выносливости при кручении при отнулевом цикле, МПа;

τ_{-1} — предел выносливости при кручении при симметричном цикле, МПа;

τ_K — напряжение кручения, МПа.

1.3 ОБЪЕМ ТРЕБУЕМЫХ РАСЧЕТОВ

1.3.1 Коленчатые валы двигателей внутреннего сгорания могут быть рассчитаны на прочность в соответствии с методиками организации–проектанта. Если эти методики согласованы, а программные продукты признаны Речным Регистром, представление расчета коленчатого вала на прочность в составе технической документации не требуется. В противном случае организация–проектант должна представить список исходных данных установленного Речным Регистром образца или результаты расчета по методике, изложенной в настоящем руководстве. При этом следует руководствоваться указаниями 1.3.2–1.3.7.

1.3.2 Если в соответствии с 1.3.1 организация–проектант представляет Речному Регистру результаты расчета коленчатого вала на прочность, то этот расчет должен включать в себя следующие разделы:

.1 расчет напряжений в элементах конструкции;

.2 расчет на усталостную прочность.

1.3.3 Расчеты, выполненные по разрезной схеме с помощью одномерных моделей, имеют статус основного вида расчетов.

1.3.4 Речной Регистр оставляет за собой право потребовать представления расчета по разрезной схеме наиболее нагруженного колена с помощью трехмерной (*3D*) модели в том случае, когда коэффициенты запаса прочности в местах концентрации напряжений, оцененные при расчете на усталостную прочность по разрезной схеме с использованием одномерной модели, близки к пороговым значениям, установленным настоящим руководством, и/или не представлены материалы, обосновывающие на основе экспериментальных исследований допустимость полученных расчетом по разрезной схеме с использованием одномерной модели коэффициентов запаса прочности.

1.3.5 Расчеты коленчатого вала на прочность по неразрезной схеме могут быть затребованы Речным Регистром в том случае, когда конструкция опор коленчатого вала, картера и/или фундамента двигателя допускает сомнения в их достаточной жесткости. В этом случае расчеты должны быть выполнены с учетом ожидаемых в эксплуатации деформации картера (фундаментной рамы) двигателя, упругой осадки опор и допускаемой несоосности коренных подшипников коленчатого вала.

1.3.6 Составные коленчатые валы следует рассчитывать только по неразрезной схеме.

1.3.7 Если расчеты выполнялись по неразрезной схеме или по разрезной схеме, но с использованием *3D* модели, то с учетом 1.3.5 должны быть представлены материалы как о коэффициентах запаса прочности в местах концентрации напряжений наиболее нагруженных коленьев, так и все материалы расчета на усталостную прочность. В этом случае расчеты по разрезной схеме с использованием одномерных моделей не требуются.

2 РАСЧЕТ СИЛ И МОМЕНТОВ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА КОРЕННЫЕ И ШАТУННЫЕ ШЕЙКИ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

2.1 НАЗНАЧЕНИЕ РАСЧЕТА

2.1.1 Расчет сил и моментов, действующих на коренные и шатунные шейки, должен предшествовать расчету коленчатого вала на прочность согласно 1.3.2, если расчет указанных сил и моментов не является составной частью программного продукта, используемого для выполнения расчета на прочность.

2.1.2 Результаты расчета сил и моментов являются промежуточными в комплексе расчетов коленчатого вала на прочность, и их представление Речному Регистру не требуется.

2.2 ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА

Исходные данные

2.2.1 Для расчета динамики кривошипно-шатунного механизма требуются следующие исходные данные:

.1 индикаторная диаграмма, снятая на исправном цилиндре двигателя или полученная путем моделирования рабочего процесса на компьютере;

.2 параметры двигателя: диаметр d цилиндра, ход s поршня, частота вращения n коленчатого вала на номинальном режиме работы двигателя, кинематическое отношение $\lambda_{ш}$, число $i_{ц}$ и расположение цилиндров (рядное, V-образное), масса M_s поступательно движущихся частей, масса M_r вращающихся частей кривошипно-шатунного механизма.

Порядок расчета сил и моментов

2.2.2 Расчет следует выполнять для ряда последовательных положений кривошипа с шагом $\Delta\varphi$ по углу поворота коленчатого вала φ (у.п.к.в.). Ре-

комендуется принимать шаг $\Delta\varphi$ точно таким же, как и при расчете напряжений в элементах конструкции коленчатого вала ($\Delta\varphi$ = 1, 2 или 5° у.п.к.в).

2.2.3 Для каждого из расчетных у.п.к.в. (скажем, при φ = 0, 2, 4, 6,...,376 и т. д.) необходимо рассчитать следующие параметры:

.1 избыточное давление в цилиндре, МПа:

$$p_{\text{изб}[i]} = p[i] - p_a, \qquad (2.2.3\text{–}1)$$

где i — индекс (указатель счетчика), показывающий, что параметр рассчитывается на данном (i–ом) угле $\varphi[i]$, соответствующем тому или иному моменту протекания рабочего процесса в цилиндре, $\varphi[i]$ = 0...720, i = (1, 2,...,720) / $\Delta\varphi$;

$p[i]$ — абсолютное давление в цилиндре, соответствующее у.п.к.в. $\varphi[i]$, МПа;

p_a — давление окружающей среды (давление на входе в двигатель), МПа;

.2 силу давления газов, Н (рис. 2.2.3):

$$P_{\text{Г}}[i] = p_{\text{изб}}[i] A_{\text{п}} 10^6, \qquad (2.2.3\text{–}2)$$

где $A_{\text{п}}$ — площадь поршня:

$$A_{\text{п}} = \pi d^2/4; \qquad (2.2.3\text{–}3)$$

.3 силу инерции поступательно движущихся масс, Н:

$$P_j[i] = -0{,}5 M_{\text{s}} \omega^2 s\left(\cos\varphi[i] + \lambda_{\text{ш}} \cos 2\varphi[i]\right), \qquad (2.2.3\text{–}4)$$

где M_{s}, s, λ — см. 2.2.1.2;

ω — угловая скорость коленчатого вала, рад/с:

$$\omega = \pi n/30; \qquad (2.2.3\text{–}5)$$

.4 суммарную силу, Н:

$$P_{\Sigma}[i] = P_{\text{Г}}[i] + P_j[i]; \qquad (2.2.3\text{–}6)$$

.5 касательную силу, Н:

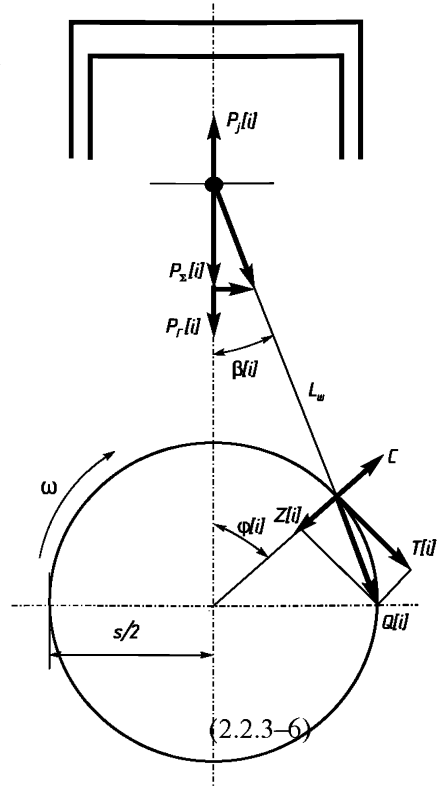


Рис. 2.2.3

$$T[i] = P_{\Sigma}[i]\sin\left(\varphi[i] + \beta[i]\right)/\cos\beta[i], \qquad (2.2.3\text{–}7)$$

где $\beta[i]$ — угол между осью цилиндра и осью шатуна, рад.:

$$\beta[i] = \operatorname{arctg}\left(\lambda_{ш}\sin\varphi[i]/\sqrt{1 - \lambda_{ш}^2\ \sin^2\varphi[i]}\right); \qquad (2.2.3\text{–}8)$$

.6 радиальную силу, Н:

$$Z[i] = P_{\Sigma}[i]\cos\left(\varphi[i] + \beta[i]\right)/\cos\beta[i]; \qquad (2.2.3\text{–}9)$$

.7 равнодействующую касательной и радиальной сил, Н:

$$Q[i] = \sqrt{T[i]^2 + Z[i]^2}; \qquad (2.2.3\text{–}10)$$

.8 индикаторный крутящий момент первого цилиндра, Н·м:

$$T_{tqi}[1, i] = T[i]\left(s/2\right); \qquad (2.2.3\text{–}11)$$

.9 индикаторные крутящие моменты $T_{tqi}[j, i]$ остальных цилиндров, соответствующие углу φ_i в первом от носка коленчатого вала цилиндре, Н·м:

$$T_{tqi}[j, i] = T_{tqi}\left(1, K[j]\right), \qquad (2.2.3\text{–}12)$$

где j — номер цилиндра ($j = 1, 2 \ldots i_{ц}$);

$K[j]$ — реализация углового сдвига рабочего процесса в j-ом цилиндре:

если $m = i - m_1 < 1$, то

$$K[j] = i + N - m_1; \qquad (2.2.3\text{–}13)$$

если $m = i - m_1 \geq 1$, то

$$K[j] = i - m_1; \qquad (2.2.3\text{–}14)$$

$$m_1 = \psi[j]/\Delta\varphi,\ N = \varphi_{ц}/\Delta\varphi; \qquad (2.2.3\text{–}15)$$

$\psi[j]$ — угол сдвига рабочего процесса в j-ом цилиндре по сравнению с первым, град;

$\varphi_{ц}$ — продолжительность цикла в угловом измерении, для четырехтактных двигателей $\varphi_{ц}$=720°, для двухтактных — 360° у.п.к.в.;

.10 индикаторные крутящие моменты, набегающие на коренные шейки каждого колена, Н·м:

$$\Xi T_{tqi}[1,i] = T_{tqi}[1,i]; \qquad (2.2.3\text{–}16)$$

$$\Xi T_{tqi}[j,i] = \Xi T_{tqi}[j-1,i] + T_{tqi}[j,i]. \qquad (2.2.3\text{–}17)$$

При расчете набегающих моментов для *V*-образных двигателей вначале необходимо определить реализацию углового сдвига рабочего процесса $K[j]$ в *j*-ом цилиндре левого ряда цилиндров относительно первого цилиндра этого ряда точно так же, как это выполняется для рядных двигателей, затем после расчета индикаторных крутящих моментов $T_{tqi}[j, i]$ цилиндров левого ряда по формуле (2.2.3–12) — реализацию углового сдвига рабочего процесса $K_{\text{р}}[j]$ в *j*-ом цилиндре правого ряда цилиндров относительно рабочего процесса в первом цилиндре левого ряда:

если $m_{\text{р}} = i - m_2 < 1$, то

$$K_{\text{р}}[j] = i + N - m_2; \qquad (2.2.3\text{–}18)$$

если $m_{\text{р}} = i - m_2 \geqslant 1$, то

$$K_{\text{р}}[j] = i - m_2, \qquad (2.2.3\text{–}19)$$

где

$$m_2 = \psi_{\text{р}}[j]/\Delta\varphi; \qquad (2.2.3\text{–}20)$$

$\psi_{\text{р}}[j]$ — угол сдвига рабочего процесса в *j*-ом цилиндре правого ряда по сравнению с первым цилиндром левого ряда.

Индикаторные крутящие моменты $T^{p}{}_{tqi}[j,i]$ цилиндров правого ряда, соответствующие углу φ_i в первом от носка коленчатого вала цилиндре левого ряда, Н·м:

$$T^{p}{}_{tqi}[j,i] = T_{tqi}(1, K_{\text{р}}[j]). \qquad (2.2.3\text{–}21)$$

Индикаторные крутящие моменты, набегающие на коренные шейки каждого колена, Н·м:

$$\Xi T_{tqi}[1,i] = T_{tqi}[1,i] + T^{p}_{tqi}[1,i]; \qquad (2.2.3\text{–}22)$$

$$\Xi T_{tqi}[j,i] = \Xi T_{tqi}[j-1,i] + T_{tqi}[j,i] + T^{p}_{tqi}[j,i]. \qquad (2.2.3\text{–}23)$$

3 РАСЧЕТ НАПРЯЖЕНИЙ В ЭЛЕМЕНТАХ КОНСТРУКЦИИ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА С ПОМОЩЬЮ ОДНОМЕРНОЙ МОДЕЛИ

3.1 ОБЩИЕ ЗАМЕЧАНИЯ

3.1.1 Методика расчета, регламентированная настоящим разделом, основывается на статически определимой схеме, когда одно колено вала (рис. 3.1.1) представляют условно отделенным от всей остальной конструкции, абсолютно жестким и опирающимся на точечные опоры, расположенные в центрах симметрии (по оси вала) коренных подшипников.

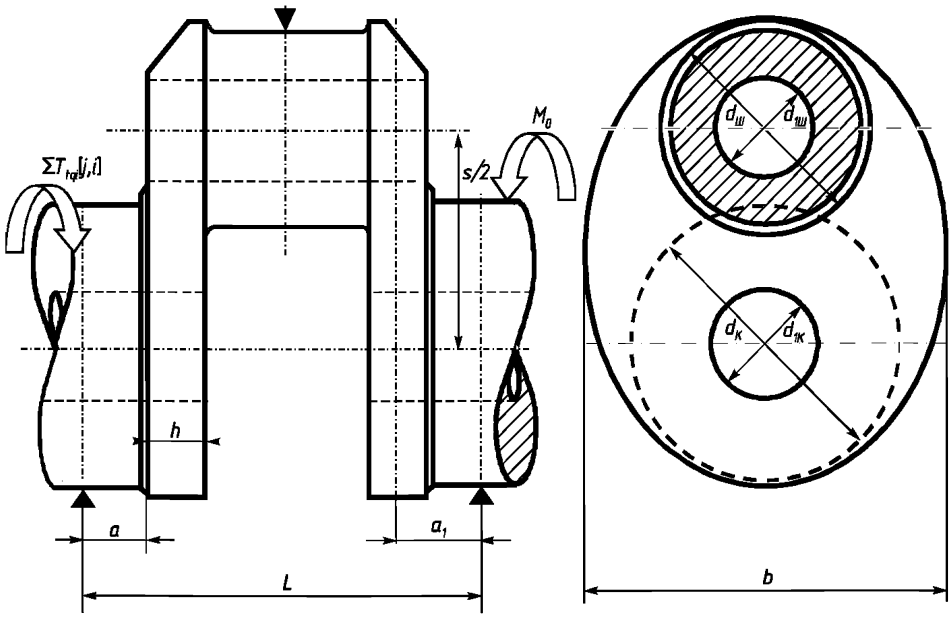


Рис. 3.1.1. Представление колена вала при выполнении расчетов по разрезной схеме

3.1.2 В цикле по у.п.к.в. с шагом $\Delta\varphi$ последовательно рассчитывают каждое колено вала, начиная с первого (рис. 3.1.2) наиболее удаленного от маховика цилиндра. Таким образом, напряжения в элементах конструкции коленчатого вала рассчитывают через каждые $\Delta\varphi$ у.п.к.в. и в процессе расчета каждое колено последовательно проходит все так называемые опасные положения, когда радиальная сила $Z[i]$, касательная (тангенциальная) сила $T[i]$, набегающий индикаторный крутящий момент $\Xi T_{tqi}[j,i]$ или результирующая сила $Q[i]$ имеют максимальное значение.

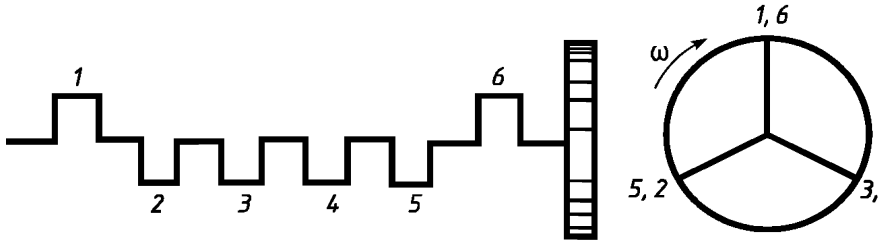


Рис. 3.1.2. Расчетная схема коленчатого вала шестицилиндрового двигателя с порядком работы цилиндров 1-5-3-6-2-4

3.1.3 Напряжения в левой щеке первого колена не рассчитывают, так как эта щека работает в наиболее легких условиях.

3.2 ПОРЯДОК РАСЧЕТА НАПРЯЖЕНИЙ С ПОМОЩЬЮ ОДНОМЕРНОЙ МОДЕЛИ

Объем вычислений

3.2.1 Расчет выполняют в два этапа. На первом этапе рассчитывают напряжения в элементах конструкции каждого колена в цикле по у.п.к.в. с шагом $\Delta\varphi$ (режим квазидинамики). При этом используют индикаторную диаграмму исправного цилиндра на номинальном режиме работы (при номинальной частоте вращения для главных двигателей и при номинальной мощности для вспомогательных двигателей).

По результатам выполненного расчета напряжений на втором этапе определяют наиболее нагруженное колено и для него выполняют расчет напряжений, характерных для пусковых условий, когда максимальное давление цикла p_{max} увеличивается на 20...50 % по сравнению с p_{max} на номинальном режиме работы, а силы инерции поступательно движущихся масс пренебрежимо малы.

3.2.2 Если расчеты первого этапа выполняют на компьютере, то вместо определения максимальных напряжений в наиболее нагруженном колене в

условиях пуска допускается повторить расчеты первого этапа при частоте вращения коленчатого вала, характерной для пусковых условий, и увеличением давлений в цилиндре на каждом шаге на тактах сжатия и расширения по у.п.к.в. на 20...50 %. В этом случае значения эквивалентных напряжений в галтелях сопряжений шеек со щеками получаются достаточно близкими (отличие 1 — 2 %) к тем, которые рассчитывают по формулам (3.6.2 — 3.6.26).

Схема расчета

3.2.3 Для каждого колена вначале рассчитывают напряжения в коренной шейке, затем — в правой щеке и шатунной шейке. Как видно из приведенной схемы расчета, расчет напряжений в левой щеке данного колена выполняют при анализе предыдущего по нумерации колена, в этом случае рассматриваемая щека считается правой.

3.3 РАСЧЕТ НАПРЯЖЕНИЙ В КОРЕННОЙ ШЕЙКЕ

Напряжения изгиба

3.3.1 Изгибающие моменты от реакций $0,5T[i]$ и $0,5Z[i]$ (рис. 3.3.1) равны, Н·м:

$$T_{tq1И} = 0,5T[i]\,a\,; \qquad (3.3.1\text{–}1)$$

$$T_{tq2И} = 0,5Z[i]\,a, \qquad (3.3.1\text{–}2)$$

где a — плечо изгибающего колено момента (см. рис. 3.1.1), м;
$T[i]$, $Z[i]$ — см. формулы (2.2.3–7) и (2.2.3–9).

3.3.2 Суммарный изгибающий момент, Н·м:

$$T_{tqИ} = \sqrt{T_{tq1И}^2 + T_{tq2И}^2}\,. \qquad (3.3.2)$$

3.3.3 Момент сопротивления изгибу шейки, м^3:

$$W_К = \pi\left(d_К^4 - d_{1К}^4\right)\Big/\left(32d_К\right); \qquad (3.3.3\text{–}1)$$

$d_К, d_{1К}$ — см. рис. 3.1.1.

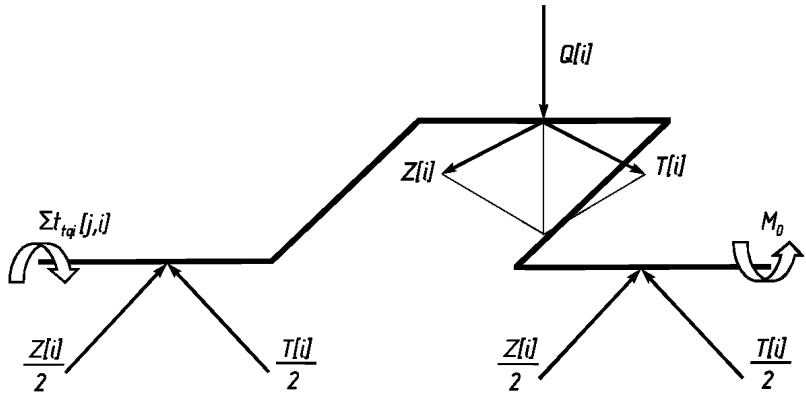


Рис. 3.3.1. Силы и моменты, действующие на колено вала

В случае, когда облегчающее отверстие смещено относительно оси шейки на эксцентриситет $e_К$, момент сопротивления изгибу шейки определяется с помощью формулы, м^3:

$$W_К = \pi\left(d_К^4 - d_{1К}^4\right)\Big/\left(32 d_К c_e\right), \qquad (3.3.3\text{–}2)$$

где c_e – коэффициент: если обозначить $\alpha = d_{1К}/d_К$ и $t = e_К/d_{1К}$, то

$$c_e = 1 + 4\alpha^2 t/(1-\alpha) + 32\alpha^2 t^2\Big/\left[\left(1-\alpha^2\right)\left(1-\alpha^4\right)\right] +$$
$$+48\alpha^2\left(1+2\alpha^2+3\alpha^4+2\alpha^6\right)t^3\Big/\left[\left(1-\alpha^2\right)\left(1-\alpha^4\right)\left(1-\alpha^6\right)\right] +$$
$$+64\alpha^2\left(2+12\alpha^2+19\alpha^4+28\alpha^6+18\alpha^8+14\alpha^{10}+3\alpha^{12}\right)t^4\Big/\left[\left(1-\alpha^2\right)\times\right.$$
$$\left.\times\left(1-\alpha^4\right)\left(1-\alpha^6\right)\left(1-\alpha^8\right)\right]. \qquad (3.3.3\text{–}3)$$

3.3.4 Напряжение изгиба, МПа:

$$\sigma_И = 10^{-6} T_{tqИ}\Big/W_К\ . \qquad (3.3.4)$$

3.3.5 Напряжение изгиба на краю смазочного отверстия, МПа:

$$\sigma_{И.о} = \sigma_И k_{\sigma_о}\ , \qquad (3.3.5\text{–}1)$$

где $k_{\sigma о}$ — коэффициент концентрации напряжений изгиба, принимается по опытным данным. При отсутствии таковых для цельных и полусоставных валов $k_{\sigma о}$ можно оценить с помощью следующих формул:

при $d_о/d_К \le 0{,}085$

$$k_{\sigma_о} = \exp\left(1{,}221 - 11{,}6\, d_о/d_К\right) + 0{,}5\cdot 10^{-3} R_m\ , \qquad (3.3.5\text{–}2)$$

где d_o — диаметр смазочного отверстия в шейке, м:

при $d_o/d_K = 0{,}085 \div 0{,}2$

$$k_{\sigma_o} = \exp\left(0{,}3383 - 1{,}215\, d_o/d_K\right) + 0{,}5 \cdot 10^{-3} R_m \,. \qquad (3.3.5\text{–}3)$$

В случае, когда $d_o/d_K > 0{,}2$, следует принимать $d_o/d_K = 0{,}2$.

Напряжение кручения

3.3.6 Момент, скручивающий коренную шейку, Н·м:

$$T_{tqK} = T_{tqИ}[j,i] + \Sigma T_{tqИ}[j,i]. \qquad (3.3.6)$$

3.3.7 Момент сопротивления кручению (полярный момент), м^3:

$$W_П = 2W_K = \pi\left(d_K^4 - d_{1K}^4\right)\Big/\left(16 d_K\right). \qquad (3.3.7)$$

В случае, когда облегчающее отверстие смещено относительно оси шейки, для определения W_K см. формулы (3.3.3–2) и (3.3.3—3).

3.3.8 Напряжение кручения, МПа:

$$\tau_K = 10^{-6}\, T_{tqK}/W_П \,. \qquad (3.3.8)$$

3.3.9 Напряжение кручения в галтели коренной шейки, МПа:

$$\tau_{K.Г} = \tau_K k, \qquad (3.3.9\text{–}1)$$

где k_τ — коэффициент концентрации напряжений кручения, принимается по опытным данным. При отсутствии таковых для цельных и полусоставных валов k_τ можно оценить с помощью формулы:

$$\begin{aligned} k_\tau = {} & 9{,}809 - 3{,}214\, h/d_K - 7{,}460\, b/d_K - 9{,}461\, r_K/d_K + \\ & +0{,}733\,\Delta \cdot h/\left(d_K d_K\right) + 11{,}123\,\Delta \cdot r_K/d_K^2 - 2{,}521\,\Delta \cdot k_{ПН}/d_K + \\ & +2{,}507\left(h/d_K\right)^2 + 2{,}136\left(b/d_K\right)^2 + 0{,}201\left(d_{1K}/d_K\right)^2, \end{aligned} \qquad (3.3.9\text{–}2)$$

где d_{1K}, d_K, d_{1K}, d_K, h, b — см. рис. 3.1.1, м;

Δ — перекрытие шеек, м;

r_K — радиус галтели сопряжения коренной шейки со щекой, м;

$k_{ПН}$ — коэффициент, учитывающий поднутрение щек с целью увеличения радиуса галтели сопряжения щеки с шейкой:

при $\Delta/d_{\text{К}} = -0,3 \div 0,5$, $s_{t\text{Ш}} \le r_{\text{Ш}}/d_{\text{Ш}}$, $s_{t\text{К}} \le r_{\text{К}}/d_{\text{К}}$

$$k_{\text{ПН}} = 1 + \left(s_{t\text{Ш}}/d_{\text{Ш}} + s_{t\text{К}}/d_{\text{К}}\right) + \left(1,8 + 3,2\,\Delta/d_{\text{К}}\right); \qquad (3.3.9\text{–}3)$$

$s_{t\text{К}}$, $s_{t\text{Ш}}$ — поднутрение щеки для увеличения галтелей сопряжения щеки с соответственно коренной и шатунной шейками, м;

$d_{1\text{К}}$ — диаметр облегчающего отверстия в коренной шейке, м.

Формула (3.3.9–2) достоверна в следующих диапазонах изменения параметров: $\Delta/d_{\text{К}} = -0,5 \div 0,7$; $h/d_{\text{К}} = 0,2 \div 0,8$; $b/d_{\text{К}} = 1,2 \div 2,2$; $d_{1\text{К}}/d_{\text{К}} = 0 \div 0,8$; $r_{\text{К}}/d_{\text{К}} = 0,03 \div 0,13$.

В случае, когда какое–либо из отношений $\Delta/d_{\text{К}}$, $h/d_{\text{К}}$, $b/d_{\text{К}}$, $d_{1\text{К}}/d_{\text{К}}$, $r_{\text{К}}/d_{\text{К}}$ выходит за пределы указанных диапазонов, при расчете k_{τ} следует использовать значение данного отношения на ближайшей к истинному значению $\Delta/d_{\text{К}}$, $h/d_{\text{К}}$, $b/d_{\text{К}}$, $d_{1\text{К}}/d_{\text{К}}$, $r_{\text{К}}/d_{\text{К}}$ границе соответствующего диапазона.

3.3.10 Напряжение кручения на краю смазочного отверстия, МПа:

$$\tau_{\text{К.о}} = \tau_{\text{К}} k_{\tau\text{о}}, \qquad (3.3.10\text{–}1)$$

где $k_{\tau\text{о}}$ — коэффициент концентрации напряжений кручения на краю смазочного отверстия, принимается по опытным данным. При отсутствии таковых $k_{\tau\text{о}}$ можно оценить с помощью формул:

при $d_{\text{о}}/d_{\text{К}} \le 0,09$

$$k_{\tau\text{о}} = \exp(1,2625 - 11,25 d_{\text{о}}/d_{\text{К}}) + 0,342 \cdot 10^{-3} R_{\text{m}}; \qquad (3.3.10\text{–}2)$$

при $d_{\text{о}}/d_{\text{К}} = 0,09 \div 0,2$

$$k_{\tau\text{о}} = \exp(0,455 - 2,273 d_{\text{о}}/d_{\text{К}}) + 0,357 \cdot 10^{-3} R_{\text{m}}. \qquad (3.3.10\text{–}3)$$

В случае $d_{\text{о}}/d_{\text{К}} > 0,2$ следует принимать $d_{\text{о}}/d_{\text{К}} = 0,2$.

Эквивалентные напряжения в коренной шейке

3.3.11 Эквивалентные напряжения без учета концентрации напряжений, МПа:

$$\sigma_{\text{э}}[j,i] = \sqrt{\sigma_{\text{И}}^2 + 4\tau_{\text{к}}^2}. \qquad (3.3.11)$$

3.3.12 Эквивалентное напряжение на краю смазочного отверстия с учетом концентрации напряжений, МПа:

$$\sigma_{\text{э.о}}[j,i] = \sqrt{\sigma_{\text{И.О}}^2 + 4\tau_{\text{И.О}}^2}. \qquad (3.3.12)$$

3.4 РАСЧЕТ НАПРЯЖЕНИЙ В ЩЕКЕ

Напряжение изгиба

3.4.1 Момент, изгибающий щеку от реакции $0,5Z[i]$ на плече a_1 (см. рис. 3.1.1), Н·м:

$$T_{tqИ} = 0,5Z[i] \cdot a_1 . \qquad (3.4.1)$$

3.4.2 Момент сопротивления изгибу, м^3:

$$W = hb^2/6. \qquad (3.4.2)$$

3.4.3 Напряжение изгиба моментом $T_{tqИ}$, МПа:

$$\sigma_{Ищ} = 10^{-6} T_{tqИ}/W . \qquad (3.4.3)$$

3.4.4 Напряжение изгиба набегающим моментом, МПа:

$$\sigma'_И = 10^{-6} \Xi T_{tqi}[j,i]/W' , \qquad (3.4.4–1)$$

где W' — момент сопротивления щеки, м^3:

$$W' = bh^2/6 . \qquad (3.4.4–2)$$

3.4.5 Момент, изгибающий правую щеку относительно нормального сечения, касательного окружности коренной шейки, Н·м:

$$T'_{tqИ} = \left(1 - 0,5\, d_К/s\right) T_{tqi}[j,i]; \qquad (3.4.5–1)$$

в случае перекрытия шеек выбирается сечение посередине щеки и

$$T'_{tqИ} = 0,75T_{tqi}[j,i]. \qquad (3.4.5–2)$$

3.4.6 Напряжение изгиба моментом $T'_{tqИ}$, МПа:

$$\sigma''_И = 10^{-6} T''_{tqИ}/W' . \qquad (3.4.6)$$

3.4.7 Напряжение от дополнительного сжатия щеки силой $Z[i]$, МПа:

$$\sigma_{сж} = 0,5 \cdot 10^{-6} Z[i]/(b\,h) . \qquad (3.4.7)$$

3.4.8 Суммарное напряжение от изгиба и сжатия в галтели сопряжения коренной шейки со щекой с учетом концентрации напряжений в галтели, МПа:

$$\sigma_{э.Г} = 0,5 k_\sigma \sigma_{И_Щ} l_К / a_1 + k_{сж} \sigma_{сж}, \qquad (3.4.8\text{–}1)$$

где k_σ — коэффициент концентрации напряжений в галтели при изгибе;

$l_К$ — длина коренной шейки, м;

$k_{сж}$ — коэффициент концентрации напряжений в галтели при сжатии щеки.

Коэффициенты k_σ и $k_{сж}$ принимают по результатам обработки экспериментальных данных. В случае их отсутствия для цельных валов и полусоставных k_σ можно оценить с помощью формулы:

$$k_\sigma = 1,202 + 4,037 h/d_К - 1,887 (\Delta/d_К)^2 - 1,290 \Delta \cdot b/d_К^2 + \\ + 10,31 \Delta \cdot r_К / d_К^2 + 1,974 hb/d_К^2 - 36,479 h r_К / d_К^2 - 1,323 h d_{1К} / d_К^2, \qquad (3.4.8\text{–}2)$$

где $d_{1К}$, $d_К$, h, b — см. рис. 3.1.1, м;

Δ, $r_К$ — см. 3.3.9.

Формула (3.4.8–2) применима в следующих диапазонах отношений параметров: $\Delta/d_К = -0,5 \div 0,7$; $h/d_К = 0,2 \div 0,8$; $b/d_К = 1,2 \div 2,2$; $d_{1К}/d_К = 0 \div 0,8$; $r_К/d_К = 0,03 \div 0,13$.

В случае, когда какое-либо из отношений $\Delta/d_К$, $h/d_К$, $b/d_К$, $d_{1К}/d_К$, $r_К/d_К$ выходит за пределы указанных диапазонов, при расчете k_σ следует использовать значение данного отношения на ближайшей к истинному значению $\Delta/d_К$, $h/d_К$, $b/d_К$, $d_{1К}/d_К$, $r_К/d_К$ границе соответствующего диапазона.

Для определения $k_{сж}$ может быть использована формула

$$k_{сж} = -0,0446 - 3,089 (\Delta/d_К)^2 + 1,704 \Delta \cdot b/d_К^2 - 6,196 \Delta \cdot r_К / d_К^2 + \\ + 1,314 h d_{1К} / d_К^2 - 2,968 b r_К / d_К^2 + 1,783 b k_{ПН} / d_К, \qquad (3.4.8\text{–}3)$$

где $d_{1К}$, $d_К$, h, b — см. рис. 3.1.1, м;

$r_К$, Δ — см. 3.3.9;

$k_{ПН}$ — см. формулу (3.3.9–3).

Диапазоны применимости формулы (3.4.8–3) по значениям параметров $\Delta/d_К$, $h/d_К$, $b/d_К$, $d_{1К}/d_К$, $r_К/d_К$, а также условия применения такие же, что и формулы (3.4.8–2).

3.4.9 Суммарное напряжение в щеке, МПа:

$$\sigma_\Xi = \sigma_И + \sigma'_И + \sigma''_И + \sigma_{сж}. \qquad (3.4.9)$$

Напряжение кручения

3.4.10 Момент от скручивания щеки тангенциальной силой $T[i]$ на плече a_1, Н·м:

$$T_{tq\,\text{кр}} = 0,5\,T[i]\,a_1. \qquad (3.4.10)$$

3.4.11 Полярный момент сопротивления щеки, м^3:

$$W_{\text{П}} = 2bh^2/9. \qquad (3.4.11)$$

3.4.12 Максимальное напряжение кручения, МПа:
на середине широкой стороны щеки:

$$\tau'_{\text{кр}} = 10^{-6}\,T_{tq\,\text{кр}}/W_{\text{П}}\,; \qquad (3.4.12\text{–}1)$$

на середине узкой стороны щеки:

$$\tau''_{\text{кр}} = 10^{-6}\,T_{tq\,\text{кр}}/W'_{\text{П}}\,, \qquad (3.4.12\text{–}2)$$

где $W'_{\text{П}}$ — полярный момент сопротивления узкой стороны щеки, м^3:

$$W_{\text{П}} = b^2 h. \qquad (3.4.12\text{–}3)$$

Эквивалентные напряжения

3.4.13 Эквивалентное напряжение на середине широкой стороны щеки, МПа:

$$\sigma'_{\text{э}}[j,i] = \sqrt{(\sigma_{\text{И}}+\sigma_{\text{сж}})^2+4\tau'^2_{\text{кр}}}\,; \qquad (3.4.13\text{–}1)$$

эквивалентное напряжение на середине узкой стороны щеки, МПа:

$$\sigma''_{\text{э}}[j,i] = \sqrt{\left(\sigma'_{\text{И}}+\sigma''_{\text{И}}+\sigma_{\text{сж}}\right)^2+4\,\tau''^2_{\text{кр}}}; \qquad (3.4.13\text{–}2)$$

эквивалентное напряжение в галтели сопряжения коренной шейки со щекой, МПа:

$$\sigma_{\text{э.Г}} = \sqrt{\sigma^2_{\text{И.Г}}+4\tau^2_{\text{К.Г}}}\,. \qquad (3.4.13\text{–}3)$$

3.5 РАСЧЕТ НАПРЯЖЕНИЙ В ШАТУННОЙ ШЕЙКЕ

Напряжение изгиба

3.5.1 Моменты, изгибающие шатунную шейку во взаимно перпендикулярных плоскостях, Н·м:

$$T'_{tq\text{И}} = 0,25T[i]L, \qquad (3.5.1\text{–}1)$$

где L — см. рис. 3.1.1;

$$T''_{tq\text{И}} = 0,25Z[i]L. \qquad (3.5.1\text{–}2)$$

3.5.2 Полный изгибающий момент, Н·м:

$$T_{tq\text{И}} = \sqrt{T'^2_{tq\text{И}} + T''^2_{tq\text{И}}}. \qquad (3.5.2)$$

3.5.3 Момент сопротивления шейки, м^3:

$$W = \pi\left(d^4_{\text{Ш}} - d^4_{1\text{Ш}}\right)\Big/\left(32d_{\text{Ш}}\right). \qquad (3.5.3)$$

В случае, когда облегчающее отверстие смещено относительно оси шейки, момент сопротивления следует определять по формулам (3.3.3–2) и (3.3.3–3), с заменой нижних индексов «К» и «1К» на индексы соответственно «Ш» и «1Ш».

3.5.4 Напряжение изгиба, МПа:

$$\sigma_{\text{И}} = 10^{-6}\, T_{tq\text{И}}/W. \qquad (3.5.4)$$

3.5.5 Напряжение изгиба в галтели шатунной шейки, МПа:

$$\sigma_{\text{И.Г}} = 0,5\sigma_{\text{И}_{\text{Ш}}} k_\sigma\, l_{\text{Ш}}/a_1, \qquad (3.5.5\text{–}1)$$

где $l_{\text{Ш}}$ — длина шатунной шейки, м.

Коэффициент концентрации напряжений в галтели k_σ принимают по опытным данным. При отсутствии таковых для цельных и полусоставных валов k_σ можно определить с помощью следующей формулы:

$$k_\sigma = 2,846 - 2,273\,\Delta/d_{\text{Ш}} - 22,740\, r_{\text{Ш}}/d_{\text{Ш}} - 1,069\, d_{1\text{Ш}}/d_{\text{Ш}} + \\ +2,292\, hb/d^2_{\text{Ш}} + 2,248\, hd_{1\text{Ш}}/d^2_{\text{Ш}}, \qquad (3.5.5\text{–}2)$$

где $d_{1\text{Ш}}$, $d_{\text{Ш}}$, h, b — см. рис.3.1.1, м;

Δ — см. 3.3.9;

$r_{\text{Ш}}$ — радиус сопряжения шатунной шейки со щекой, м.

Формула (3.5.5–2) применима при $r_{Ш}/d_{Ш} = 0,03 \div 0,13$ для диапазонов изменения параметров, указанных в 3.3.9 и 3.4.8 для коренных шеек.

В случае, когда какое-либо из отношений $\Delta/d_{Ш}$, $h/d_{Ш}$, $b/d_{Ш}$, $d_{1Ш}/d_{Ш}$, $r_{Ш}/d_{Ш}$ выходит за пределы указанных здесь, в 3.3.9 и 3.4.8 диапазонов, при расчете k_{σ} следует использовать значение данного отношения на ближайшей к истинному значению $\Delta/d_{Ш}$, $h/d_{Ш}$, $b/d_{Ш}$, $d_{1Ш}/d_{Ш}$, $r_{Ш}/d_{Ш}$ границе соответствующего диапазона.

3.5.6 Напряжения изгиба на краю отверстия для подвода смазки, МПа:

$$\sigma_{И.о} = \sigma_{И_{Щ}} k_{о}, \qquad (3.5.6)$$

где $k_{\sigma о}$ — следует определять с помощью выражений (3.3.5–2) и (3.3.5–3) с заменой $d_{К}$ на $d_{Ш}$.

Напряжение кручения

3.5.7 Момент от силы $0,5T[i]$ на плече $0,5s$, Н·м:

$$T'_{tq\,кр} = 0,25T[i]s. \qquad (3.5.7)$$

3.5.8 Полный крутящий момент, Н·м:

$$T_{tq\,кр} = T'_{tq\,кр} + \Xi T_{tq}[j,i]. \qquad (3.5.8)$$

3.5.9 Напряжение кручения, МПа:

$$\tau_{кр} = 0,5 \cdot 10^{-6} T_{tq\,кр}/W. \qquad (3.5.9)$$

3.5.10 Напряжение кручения в галтели шатунной шейки, МПа:

$$\tau_{кр.Г} = \tau_{кр} k_{\tau}, \qquad (3.5.10–1)$$

где k_{τ} принимается по опытным данным. При отсутствии таковых для цельных и полусоставных валов k_{τ} можно оценить с помощью формулы:

$$\begin{aligned} k_{\tau} = {} & 9,809 - 3,214\, h/d_{Ш} - 7,460\, b/d_{Ш} - 9,461\, r_{Ш}/d_{Ш} + \\ & +0,733\,\Delta \cdot h/d_{Ш}^2 + 11,123\,\Delta \cdot r_{Ш}/d_{Ш}^2 - 2,520\,\Delta k_{ПН}/d_{Ш} + \\ & +2,507\left(h/d_{Ш}\right)^2 + 2,136\left(b/d_{Ш}\right)^2 + 0,204\left(d_{1Ш}/d_{Ш}\right)^2, \end{aligned} \qquad (3.5.10–2)$$

где $d_{1Ш}$, $d_{Ш}$, h, b — см. рис. 3.1.1, м;

Δ, — см. 3.3.9;

$r_{Ш}$ — см. 3.5.5.;

$k_{ПН}$ — см. формулу (3.3.9–3).

Пределы применимости формулы (3.5.10–2) такие же, что и указанных в 3.3.9 и 3.4.8 для коренных шеек.

В случае, когда какое-либо из отношений $\Delta/d_{Ш}$, $h/d_{Ш}$, $b/d_{Ш}$, $d_{1Ш}/d_{Ш}$, $d_{1К}/d_{Ш}$, $r_{Ш}/d_{Ш}$ выходит за пределы указанных в 3.3.9 и 3.4.8 диапазонов, при расчете k_{τ} следует использовать значение данного отношения на ближайшей к истинному значению отношений $\Delta/d_{Ш}$, $h/d_{Ш}$, $b/d_{Ш}$, $d_{1Ш}/d_{Ш}$, $r_{Ш}/d_{Ш}$ границе соответствующего диапазона.

3.5.11 Напряжение кручения на краю смазочного отверстия, МПа:

$$\tau_{кр.о} = \tau_{кр} k_{\tau о}, \qquad (3.5.11)$$

где $k_{\tau о}$ следует определять с помощью выражений (3.3.10–2) и (3.3.10—3) с заменой $d_К$ на $d_Ш$.

Эквивалентные напряжения в шатунной шейке

3.5.12 Эквивалентные напряжения, возникающие в шейке, МПа:

$$\sigma_э[j,i] = \sqrt{\sigma_И^2 + 4\tau_{кр}^2}. \qquad (3.5.12)$$

3.5.13 Эквивалентные напряжения в галтели шатунной шейки, МПа:

$$\sigma_{э.Г}[j,i] = \sqrt{\sigma_{И.Г}^2 + \tau_{кр.Г}^2}. \qquad (3.5.13)$$

3.6 РАСЧЕТ НАПРЯЖЕНИЙ В ЭЛЕМЕНТАХ КОНСТРУКЦИИ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДЛЯ ПУСКОВЫХ УСЛОВИЙ

Расчет напряжений в коренной шейке

3.6.1 После выполнения расчетов согласно 3.3 — 3.5 выявляется наиболее нагруженное колено и для него выполняется расчет напряжений в элементах конструкции вала в условиях пуска.

3.6.2 Момент, изгибающий коренную шейку, Н·м:

$$T_{iqИ} = 0,5 \cdot 10^6 c_П p_{max} A_П a, \qquad (3.6.2)$$

где $c_П$ — коэффициент, учитывающий увеличение максимального давления цикла p_{max} при пуске по сравнению с номинальным режимом. Следует принимать $c_П = 1{,}2 \div 1{,}5$;

a — см. рис. 3.1.1.

3.6.3 Напряжение изгиба, МПа:

$$\sigma_И = 10^6 T_{tqИ} / W_К , \qquad (3.6.3)$$

где $W_К$ — см. формулу (3.3.3–1). Для случая, когда облегчающее отверстие смещено относительно оси шейки, для $W_К$ см. формулы (3.3.3–2) и (3.3.3—3).

3.6.4 Напряжение изгиба на краю смазочного отверстия, МПа:

$$\sigma_{И.о} = k_{\sigma о} \sigma_И , \qquad (3.6.4)$$

где $k_{\sigma о}$ — см. формулы (3.3.5-2) и (3.3.5-3).

3.6.5 Момент, скручивающий коренную шейку, Н·м:

$$T_{tqК} = \Xi T_{tqi}[m, k], \qquad (3.6.5)$$

где $\Xi T_{tqi}[m, k]$ — момент, набегающий на m-ую (наиболее нагруженную шейку) на угле k п.к.в., соответствующем максимуму давления в цилиндре на номинальном режиме работы. Можно считать, что этот угол равен 0° у.п.к.в.

3.6.6 Напряжение кручения, МПа:

$$\tau_К = 0{,}5 \cdot 10^{-6} T_{tqК} / W_К . \qquad (3.6.6)$$

3.6.7 Напряжение кручения в галтели сопряжения коренной шейки со щекой, МПа:

$$\tau_{К.Г} = k_\tau \tau_К , \qquad (3.6.7)$$

где k_τ — см. формулу (3.3.9–2).

3.6.8 Напряжение кручения на краю смазочного отверстия коренной шейки, МПа:

$$\tau_{К.о} = k_{\tau о} \tau_К , \qquad (3.6.8)$$

где $k_{\tau о}$ — см. уравнения (3.3.10–2) и (3.3.10–3).

3.6.9 Эквивалентное напряжение в коренной шейке, МПа:

$$\sigma_э = \sqrt{\sigma_И^2 + 4\tau_К^2}\,. \qquad (3.6.9)$$

3.6.10 Эквивалентное напряжение на краю смазочного отверстия, МПа:

$$\sigma_{э.о} = \sqrt{\sigma_{И.о}^2 + 4\tau_{К.о}^2}\,. \qquad (3.6.10)$$

Расчет напряжений в щеке

3.6.11 Момент, изгибающий щеку в районе галтели коренной шейки, Н·м:

$$T_{tqИ} = 0,5 \cdot 10^6 c_П p_{max} A_П a, \qquad (3.6.11)$$

где a — см. рис. 3.1.1.

3.6.12 Напряжение изгиба моментом $T_{tqИ}$, МПа:

$$\sigma_{ИЩ} = 10^{-6}\, T_{tqИ} / W, \qquad (3.6.12)$$

где W — см. формулу (3.4.2).

3.6.13 Напряжение изгиба набегающим моментом, МПа:

$$\sigma'_И = 10^{-6}\, \Xi T_{tqi}[m,k] / W', \qquad (3.6.13)$$

где W' — см. формулу (3.4.4–2).

3.6.14 Напряжение сжатия, МПа:

$$\sigma_{сж} = 0,5\, c_П p_{max} A_П / (bh). \qquad (3.6.14)$$

3.6.15 Напряжение от изгиба и сжатия в галтели сопряжения коренной шейки со щекой с учетом концентрации напряжений в галтели, МПа:

$$\sigma_{И.Г} = k_\sigma \sigma_И + k_{сж} \sigma_{сж}, \qquad (3.6.15)$$

где k_σ и $k_{сж}$ — следует принимать по результатам обработки экспериментальных данных или рассчитывать с помощью уравнений (3.4.8–2) и (3.4.8–3).

3.6.16 Эквивалентное напряжение в галтели сопряжения коренной шейки со щекой, МПа:

$$\sigma_{э.Г} = \sqrt{\sigma_{И.Г}^2 + 4\tau_{К.Г}^2}\,, \qquad (3.6.16)$$

где $\tau_{К.Г}$ — см. формулу (3.6.7).

Расчет напряжений в шатунной шейке

3.6.17 Момент, изгибающий шатунную шейку, Н·м:

$$T_{tq\text{И}} = 0,25 \cdot 10^6 c_{\text{П}} p_{\max} A_{\text{П}} L, \qquad (3.6.17)$$

где L — см. рис. 3.1.1.

3.6.18 Напряжение изгиба, МПа:

$$\sigma_{\text{И}} = 10^{-6} T_{tq\text{И}} / W, \qquad (3.6.18)$$

где W — см. формулу (3.5.3).

3.6.19 Напряжение изгиба в галтели сопряжения шатунной шейки со щекой, МПа:

$$\sigma_{\text{И.Г}} = k_{\sigma} \sigma_{\text{И}_{\text{Щ}}}, \qquad (3.6.19)$$

где k_{σ} — см. формулу (3.5.5–2).

3.6.20 Напряжение изгиба на краю смазочного отверстия с учетом концентрации напряжений, МПа:

$$\sigma_{\text{И.о}} = k_{\sigma\text{о}} \sigma_{\text{И}}, \qquad (3.6.20)$$

где $k_{\sigma\text{о}}$ — см. формулы (3.3.5–2) и (3.3.5–3) с заменой $d_{\text{К}}$ на $d_{\text{Ш}}$.

3.6.21 Напряжение кручения, МПа:

$$\tau_{\text{кр}} = 0,5 \cdot 10^{-6} \Xi T_{tqi}[m,k] / W, \qquad (3.6.21)$$

где $\Xi T_{tqi}[m,k]$ — см. 3.6.5.

3.6.22 Напряжение кручения в галтели сопряжения шатунной шейки со щекой, МПа:

$$\tau_{\text{кр.Г}} = k_{\tau} \tau_{\text{кр}}, \qquad (3.6.22)$$

где k_{τ} — см. формулу (3.5.10–2).

3.6.23 Напряжение кручения на краю смазочного отверстия с учетом концентрации напряжений, МПа:

$$\tau_{\text{кр.о}} = k_{\tau\text{о}} \tau_{\text{кр}}, \qquad (3.6.23)$$

где $k_{\tau\text{о}}$ — см. формулы (3.3.10–2) и (3.3.10–3) с заменой $d_{\text{К}}$ на $d_{\text{Ш}}$.

3.6.24 Эквивалентное напряжение в шатунной шейке, МПа:

$$\sigma_э = \sqrt{\sigma_И^2 + 4\tau_{кр}^2}. \qquad (3.6.24)$$

3.6.25 Эквивалентное напряжение в галтели сопряжения шатунной шейки со щекой, МПа:

$$\sigma_{э.Г} = \sqrt{\sigma_{И.Г}^2 + 4\tau_{кр.Г}}. \qquad (3.6.25)$$

3.6.26 Эквивалентное напряжение на краю смазочного отверстия, МПа:

$$\sigma_{э.о} = \sqrt{\sigma_{И.о}^2 + 4\tau_{кр.о}^2}. \qquad (3.6.26)$$

3.7 ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

3.7.1 Допускаемые напряжения σ_{lim} в элементах конструкции коленчатых валов следует определять по формуле, МПа:

$$\sigma_{lim} = 0,47R_m, \qquad (3.7.1)$$

где R_m — временное сопротивление материала вала на растяжение, МПа.

3.7.2 Условие статической прочности имеет вид:

$$\sigma_э \le \sigma_{lim}/c_c, \qquad (3.7.2)$$

где c_c — коэффициент запаса статической прочности, принимается по опытным данным. В случае их отсутствия можно принимать $c_c \ge 1,15$.

3.7.3 Допускаемые напряжения $\sigma_{limГ}$ в галтелях следует оценивать на основе экспериментальных данных. В случае их отсутствия может быть использована формула:

$$\sigma_{limГ} = k_{ИЗГ}\left(0,42R_m + 39,3\right)\left[0,264 + 1,073\left(d_{Ш,К}\cdot 10^3\right)^{-0,2} + \right.$$
$$\left. + \left(785 - R_m\right)/4900 + 196\sqrt{10^{-3}/r_{Ш,К}}\,/R_m\right], \qquad (3.7.3)$$

где $k_{ИЗГ}$ — коэффициент, учитывающий способ изготовления коленчатых валов, но не учитывающий способ поверхностной обработки: для коленчатых валов, изготовленных путем ковки вдоль направления волокон и объемной штамповки $k_{ИЗГ} = 1,05$; для коленчатых валов, изготовленных путем

свободной ковки стали $k_{ИЗГ} = 1{,}0$; для коленчатых валов из литой стали $k_{ИЗГ} = 0{,}93$; для коленчатых валов из высокопрочного чугуна $k_{ИЗГ} = 0{,}9$;

$d_{Ш,К}$ — диаметр шатунной или коренной шейки, м;

$r_{Ш,К}$ — радиус галтели шатунной или коренной шейки, м.

3.7.4 Условие статической прочности для галтельных переходов имеет вид:

$$\sigma_{э.Г} = \sigma_{lim\,Г} / c_{с.Г}\ , \qquad (3.7.4)$$

где значение $c_{с.Г}$ принимают по опытным данным. В случае их отсутствия допускается принимать $c_{с.Г} \geq 1{,}15$.

4 РАСЧЕТ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ С ПОМОЩЬЮ ОДНОМЕРНОЙ МОДЕЛИ

4.1 ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ

4.1.1 Методика расчета, регламентированная настоящим разделом, основывается на статически определимой схеме, когда одно колено вала представляется условно отделенным от всей остальной конструкции, абсолютно жестким и опирающимся на точечные опоры, расположенные в центрах симметрии коренных подшипников (см. рис. 3.1.1).

4.1.2 Должен быть выполнен расчет каждого колена вала, начиная с первого, наиболее удаленного от маховика (см. рис. 3.1.2). Поиск наиболее нагруженных шеек и коленьев не требуется.

4.1.3 В расчете следует использовать значения сил и моментов, изменяющихся по у.п.к.в. и вычисленных в соответствии с требованиями разд. 2.

4.1.4 Следует считать, что наибольшая концентрация напряжений имеет место на участках сопряжения шеек со щеками и выходах сверлений отверстий для подвода масла к подшипникам (рис. 4.1.4) как в плоскости колена, так и в плоскости, перпендикулярной плоскости колена.

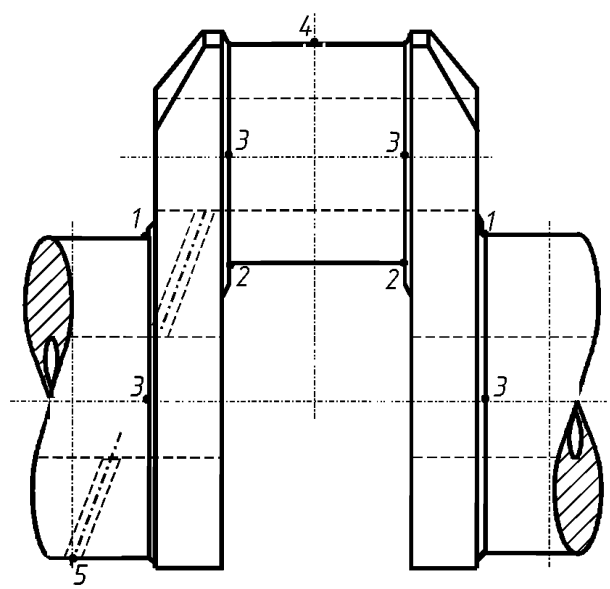


Рис. 4.1.4. Участки наибольшей концентрации напряжений в колене

1, 2 — в плоскости колена; *3* — в плоскости, перпендикулярной плоскости колена; *4, 5* — выходы сверлений

4.1.5 Уравнения (4.3.5–1) — (4.3.5–9), (4.4.11–1) — (4.4.11–14), предназначенные для определения коэффициентов концентрации напряжений, являются аппроксимациями экспериментальных данных А. С. Лейкина [1] для валов с диаметрами шеек около 0,2 м. Условно принято, что эти аппроксимации справедливы для валов любых двигателей судов речного флота.

4.2 ПОРЯДОК РАСЧЕТА ВАЛА НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ

Цель расчета

4.2.1 Целью расчета является определение коэффициентов запаса прочности коренных, шатунных шеек и щек вала, определяемых с учетом концентрации напряжений у выходов сверлений для подвода масла и в галтелях сопряжения шеек со щеками.

Расчетная схема

4.2.2 Схема приложения сил и моментов к колену вала приведена на рис. 4.2.2. В расчете используются силы T, Z, моменты $T_{tqИ}$ и $T_{tq\,кр}$, реакции опор X_j, Y_j, X_{j+1}, Y_{j+1} силы инерции противовесов $P_{j\,пр1}$, $P_{j\,пр2}$ и щек $P_{jЩ}$, схема приложения которых изображена на рис. 4.2.2.

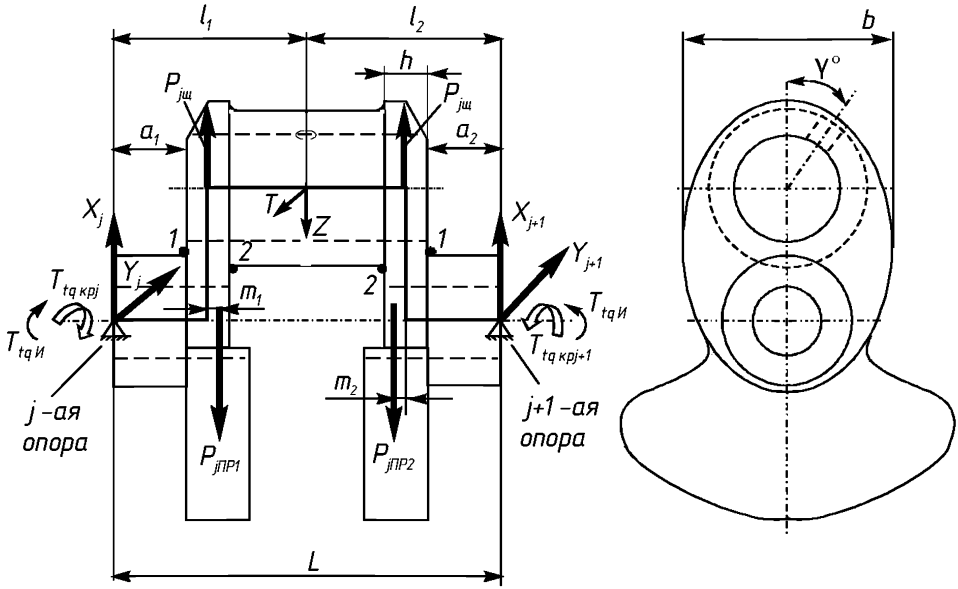


Рис. 4.2.2. Расчетная схема

В дополнение к силам и моментам на рис. 4.2.2 показаны плечи l_1, l_2, a_1, a_2, m_1, m_2 и угол γ между осью, расположенной в плоскости колена, и осью маслоподводящего отверстия в шатунной шейке. Здесь и далее индекс j использован для идентификации опор [j-я опора, (j+1)-я опора].

4.3 РАСЧЕТ КОРЕННОЙ ШЕЙКИ НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ

4.3.1 Коренные шейки следует рассчитывать только на кручение. Расчетные точки — выход отверстия для подвода масла (т. 5 на рис. 4.1.4) и галтель сопряжения шейки со щекой (т. 1 на рис. 4.1.4).

4.3.2 Напряжения кручения, МПа:

$$\tau_{\max} = 10^{-6} T_{tq\text{кр}}^{\max} / W_{\text{кр}} , \qquad (4.3.2\text{–}1)$$

$$\tau_{\min} = 10^{-6} T_{tq\,\text{кр}}^{\min} / W_{\text{кр}} , \qquad (4.3.2\text{–}2)$$

где $T_{tq\,\text{кр}}^{\max}$, $T_{tq\,\text{кр}}^{\min}$ — соответственно максимальное и минимальное значения индикаторного крутящего момента, набегающего на шейку. Эти значения получают поиском минимального и максимального элементов массива $\Xi T_{tqi}[j,i]$;

j — номер колена;

i — порядковый номер элемента в массиве, соответствующий тому или иному у.п.к.в.;

$W_{\text{кр}}$ — момент сопротивления коренной шейки кручению, м^3:

$$W_{\text{кр}} = 0,0625\pi d_{\text{к}}^3 \left[1 - \left(d_{1\text{к}} / d_{\text{к}}\right)^4\right]. \qquad (4.3.2\text{–}3)$$

4.3.3 Амплитуда напряжений, МПа:

$$\tau_v = 0,5\left(\tau_{\max} - \tau_{\min}\right) \qquad (4.3.3)$$

4.3.4 Среднее напряжение, МПа:

$$\tau_m = 0,5\left(\tau_{\max} + \tau_{\min}\right) \qquad (4.3.4)$$

4.3.5 С целью повышения достоверности расчета усталостной прочности концентраторов напряжений более напряженное состояние этих элементов коленчатого вала следует учитывать с помощью коэффициентов концентрации напряжений k_τ, k_σ. Здесь и далее в первую очередь рекомендуется использовать значения k_τ, k_σ, полученные в результате обработки экспери-

ментальных данных по тензометрированию коленчатого вала на специальных стендах организации–изготовителя.

В том случае, когда экспериментальные данные отсутствуют, допускается определять значения k_σ с помощью уравнений (4.4.11–1) — (4.4.11–14), а значения k_τ — с помощью следующих уравнений.

Коэффициент концентрации напряжений на краю отверстия для подвода масла:

$$k_\tau = 1,577 + 0,357 \cdot 10^{-3} R_m, \qquad (4.3.5–1)$$

где R_m — временное сопротивление на растяжение, МПа.

Формула (4.3.5–1) справедлива при $d_o / d_к = 0,05 \div 0,25$, где d_o — диаметр отверстия для подвода масла. При выходе значения $d_o / d_к$ за пределы диапазона применимости формулы (4.3.5–1) следует принимать отношение $d_o / d_к$ равным значению $d_o / d_к$ на границах диапазона достоверности.

Коэффициент концентрации напряжений в галтели сопряжения шейки со щекой:

$$k_\tau = (k_\tau)_0 (\beta_\tau)_b (\beta_\tau)_h (\beta_\tau)_\Delta (k_\tau)_e, \qquad (4.3.5–2)$$

где $(k_\tau)_0$ — коэффициент концентрации касательных напряжений в галтели ступенчатого осесимметричного вала:

при $r_K / d_K < 0,05$, где r_K — радиус галтели коренной шейки,

$$(k_\tau)_0 = 2,702 - 20,887\, r_K / d_K - 0,239\, d_{1K} / d_K + \\ +84,798 (r_K / d_K)^2 + 3,831\, r_K d_{1K} / d_K^2 - 0,475 (d_{1K} / d_K)^2; \qquad (4.3.5–3)$$

при $r_K / d_K \geq 0,05$

$$(k_\tau)_0 = 1,828 - 3,260\, r_K / d_K + 0,591\, r_K d_{1K} / d_K^2 - 0,361\, d_{1K}^2 / d_K; \qquad (4.3.5–4)$$

$(\beta_\tau)_b$ — коэффициент, учитывающий ширину b щеки:

$$(\beta_\tau)_b = 4,414 - 3,264\, b / d_K + 0,848 (b / d_K)^2; \qquad (4.3.5–5)$$

$(\beta_\tau)_h$ — коэффициент, учитывающий толщину h щеки:

$$(\beta\tau)_h = 2,1389 - 6,740\, h / d_K + 9,853 (h / d_K)^2; \qquad (4.3.5–6)$$

$(\beta_\tau)_\Delta$ — коэффициент, учитывающий перекрытие шеек (при $\Delta = 0$ $(\beta_\tau)_\Delta = 1$):

$$(\beta_\tau)_\Delta = 0{,}967 + 0{,}684\,\Delta/d_K - 0{,}445\,(\Delta/d_K)^2 - 0{,}586\,\Delta(\beta_\tau)_b\,(\beta_\tau)_h/d_K, \qquad (4.3.5\text{–}7)$$

Δ — перекрытие шеек, м;

$(k_\tau)_e$ — коэффициент, учитывающий расположение облегчающего отверстия в шейке с эксцентриситетом e_K:

при $e_K/d_K < 0{,}05$ при

$$(k_\tau)_e = 0{,}854 + 1{,}365\,e_K/d_K + 0{,}551\,d_{1K}/d_K + 25{,}638\,(e_K/d_K)^2 - \\ - 6{,}973\,e_K d_{1K}/d_K^2 - 0{,}488\,(d_{1K}/d_K)^2; \qquad (4.3.5\text{–}8)$$

при $e_K/d_K \geq 0{,}05$

$$(k_\tau)_e = 1{,}349 - 5{,}447\,e_K/d_K + 0{,}623\,d_{1K}/d_K + 14{,}594\,(e_K/d_K)^2 - \\ - 6{,}942\,e_K d_{1K}/d_K^2 - 0{,}0678\,(d_{1K}/d_K)^2. \qquad (4.3.5\text{–}9)$$

Уравнения (4.3.5–3) — (4.3.5–9) достоверны в следующих диапазонах изменения параметров: $r_K/d_K = 0 \div 0{,}12$; $b/d_K = 1{,}2 \div 1{,}9$; $h/d_K = 0{,}2 \div 0{,}33$; $\Delta/d_K = 0 \div 0{,}28$; $e_K/d_K = 0 \div 0{,}14$. В случае, когда облегчающее отверстие имеет бочкообразную форму, см. 4.4.10. Если значения параметров выходят за пределы указанных диапазонов, следует принимать их равными значениям параметров на границе диапазона достоверности.

4.3.6 Коэффициент влияния абсолютных размеров вала ε_τ принимают в соответствии с табл. 4.3.6 в зависимости от диаметра шейки.

Таблица 4.3.6

Диаметр шейки вала d, мм	Углеродистые стали		Легированные стали	
	ε_σ	ε_τ	ε_σ	ε_τ
80 – 100	0,73	0,72	0,64	0,72
100 – 120	0,70	0,70	0,62	0,70
120 – 150	0,68	0,68	0,60	0,68
150 – 500	0,60	0,60	0,54	0,60

4.3.7 Коэффициенты запаса прочности при кручении c_τ на краю отверстия для подвода масла и в галтели сопряжения шейки со щекой рассчитываются по одной и той же формуле:

$$c_\tau = \tau_{-1} \Big/ \left[k_\tau \tau_v \Big/ (\varepsilon_\tau \beta) + \psi_\tau \tau_m \right], \qquad (4.3.7\text{–}1)$$

где $k_\tau / \varepsilon_\tau$ — эффективный коэффициент концентрации напряжений; для определения k_τ на краю смазочного отверстия следует использовать формулу (4.3.5–1), а в галтели сопряжения шейки со щекой — формулы (4.3.5-2) — (4.3.5–9);

β — коэффициент поверхностной чувствительности:

$$\beta = \beta_T \beta_{кор} \beta_{уп}; \qquad (4.3.7\text{–}2)$$

β_T — коэффициент, учитывающий влияние шероховатости, для стальных валов:

$$\begin{aligned} \beta_T = {} & 1,037 - 0,362 По + 388,446 \Big/ R_m + 0,087 По^2 - \\ & - 273544,81 \Big/ R_m^2 + 82,347\, По \Big/ R_m - 0,0133 По^3 + \\ & + 59411119 \Big/ R_m^3 - 26709,573\, По \Big/ R_m^2 + 9,674\, По^2 \Big/ R_m; \end{aligned} \qquad (4.3.7\text{–}3)$$

По — признак обработки;

если *По* = 1 — зеркальное полирование;

По = 2 — тонкое шлифование;

По = 3 — тонкое точение;

По = 4 — грубое шлифование (грубая обточка);

По = 5 — наличие окалины;

$\beta_{кор}$ — коэффициент, учитывающий влияние коррозионной среды, при отсутствии коррозионной среды $\beta_{кор} = 1$;

$\beta_{уп}$ — коэффициент, учитывающий влияние упрочняющих технологий, значения $\beta_{уп}$ приведены в табл. 6.2;

ψ_τ — коэффициент влияния асимметрии цикла:

$$\psi_\tau = (2\tau_{-1} - \tau_o) \Big/ \tau_o, \qquad (4.3.7\text{–}4)$$

τ_o — предел выносливости в случае кручения при отнулевом цикле, МПа;

τ_{-1} — предел выносливости в случае кручения при симметричном цикле, МПа; в случае отсутствия экспериментальных данных о пределах выносливости материала вала можно использовать следующие соотношения:

$$\tau_{-1} = (0,225 \div 0,275) R_m; \qquad (4.3.7\text{–}5)$$

$\tau_o/\tau_{-1} = 1,7 \div 2,0$ для стали; (4.3.7–6)

$\tau_o/\tau_{-1} = 1,2 \div 1,4$ для чугуна. (4.3.7–7)

Должны быть определены значения c_τ в расчетных точках каждой коренной шейки вала.

4.4 РАСЧЕТ ШАТУННОЙ ШЕЙКИ НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ

4.4.1 Шатунные шейки следует рассчитывать на изгиб и кручение. Расчетные точки — выход отверстия для подвода масла (т. 4 на рис. 4.1.4) и галтель сопряжения шейки со щекой (т. 2, 3 на рис. 4.1.4).

4.4.2 Компоненты реакции опор находят с помощью следующих выражений, Н:

$$Y_j\left|\begin{matrix}\max\\ \min\end{matrix}\right| = T\left|\begin{matrix}\max\\ \min\end{matrix}\right| l_2/L; \quad (4.4.2\text{–}1)$$

$$Y_{j+1}\left|\begin{matrix}\max\\ \min\end{matrix}\right| = T\left|\begin{matrix}\max\\ \min\end{matrix}\right| l_1/L; \quad (4.4.2\text{–}2)$$

$$X_j\left|\begin{matrix}\max\\ \min\end{matrix}\right| = Z\left|\begin{matrix}\max\\ \min\end{matrix}\right| l_2/L, \quad (4.4.2\text{–}3)$$

$$X_{j+1}\left|\begin{matrix}\max\\ \min\end{matrix}\right| = Z\left|\begin{matrix}\max\\ \min\end{matrix}\right| l_1/L, \quad (4.4.2\text{–}4)$$

где $Y_j\left|\begin{matrix}\max\\ \min\end{matrix}\right|$, $T\left|\begin{matrix}\max\\ \min\end{matrix}\right|$ и т.д. — максимальное и минимальное значения реакций и сил по у.п.к.в.;

l_1, l_2, L — см. рис. 4.2.2.

4.4.3 Крутящий момент на шейке, Н·м:

$$T_{tq\,кр}\left|\begin{matrix}\max\\ \min\end{matrix}\right| = \Xi T_{tqj+1}\left|\begin{matrix}\max\\ \min\end{matrix}\right| + Y_{j+1}\left|\begin{matrix}\max\\ \min\end{matrix}\right| r = \Xi T_{tqj}\left|\begin{matrix}\max\\ \min\end{matrix}\right| - Y_j\left|\begin{matrix}\max\\ \min\end{matrix}\right| r, \quad (4.4.3)$$

где $\Xi T_{tq\max}$, $\Xi T_{tq\min}$ — соответственно максимальное и минимальное значения набегающего крутящего момента. Эти значения получают поиском соответственно наибольшего и наименьшего элементов массива $\Xi T_{tqi}[j,i]\left(\Xi T_{tqi}[j+1,i]\right)$, при этом по значениям индекса i, соответствующего $\Xi T_{tq\max}$, $\Xi T_{tq\min}$, определяют элементы массивов $T[i]$, $Z[i]$, $T_{\max}$, $T_{\min}$, $Z_{\max}$, $Z_{\min}$.

4.4.4 Изгибающий момент в плоскости, перпендикулярной плоскости колена, Н·м:

$$T_{tq\,ИY}\left|\begin{matrix}\max\\ \min\end{matrix}\right| = Y_j\left|\begin{matrix}\max\\ \min\end{matrix}\right| l_1 = Y_{j+1}\left|\begin{matrix}\max\\ \min\end{matrix}\right| l_2. \quad (4.4.4)$$

4.4.5 Изгибающий момент в плоскости колена, Н·м:

$$T_{tq\,\text{И}X}\left|{}^{\max}_{\min}\right| = X_j\left|{}^{\max}_{\min}\right| l_1 + P_{j\text{Щ}}\left(l_1 - a_1\right) - P_{j\,\text{пр}1}\left(l_1 - a_1 - m_1\right) =$$

$$= X_{j+1}\left|{}^{\max}_{\min}\right| l_2 + P_{j\text{Щ}}\left(l_2 - a_2\right) - P_{j\,\text{пр}2}\left(l_2 - a_2 - m_2\right), \qquad (4.4.5)$$

где $l_1, a_1, m_1, l_2, a_2, m_2, P_{j\text{Щ}}, P_{j\,\text{пр}1}, P_{j\,\text{пр}2}$ — см. рис. 4.2.2.

4.4.6 Изгибающий момент в плоскости, проходящей через ось отверстия для подвода масла, Н·м:

$$T_{tq\text{И}\gamma}\left|{}^{\max}_{\min}\right| = -T_{tq\text{И}X}\left|{}^{\max}_{\min}\right|\cos\gamma + T_{tq\text{И}Y}\left|{}^{\max}_{\min}\right|\sin\gamma. \qquad (4.4.6)$$

Таким образом, если угол $\gamma = 90°$, то $T_{tq\text{И}\gamma} = T_{tq\text{И}\,Y}$.

4.4.7 Моменты сопротивления сечения шейки, м^3:

на кручение:

$$W_{\text{кр}} = 0{,}0625\,\pi d_{\text{Ш}}^3\left[1 - \left(d_{1\text{Ш}}/d_{\text{Ш}}\right)^4\right]; \qquad (4.4.7\text{–}1)$$

на изгиб:

$$W_{\text{И}} = 0{,}03125\pi\left(d_{\text{Ш}}^4 - d_{1\text{Ш}}^4\right)\Big/d_{\text{Ш}}, \qquad (4.4.7\text{–}2)$$

где $d_{1\text{Ш}}$, $d_{\text{Ш}}$ — см. рис. 3.1.1. В случае, когда облегчающее отверстие смещено относительно оси шейки, для расчета момента сопротивления $W_{И}$ см. формулы (3.3.3–2) и (3.3.3–3) с заменой нижнего индекса «К» на индекс «Ш», а $W_{\text{кр}} = 2W_{\text{И}}$.

4.4.8 Максимальные и минимальные значения:

касательных напряжений, МПа:

$$\tau\left|{}^{\max}_{\min}\right| = 10^{-6}\,T_{tq\,\text{кр}}\left|{}^{\max}_{\min}\right|\Big/W_{\text{кр}}; \qquad (4.4.8\text{–}1)$$

нормальных напряжений на краю отверстия для подвода масла, МПа:

$$\sigma'\left|{}^{\max}_{\min}\right| = 10^{-6}\,T_{tq\text{И}\gamma}\left|{}^{\max}_{\min}\right|\Big/W_{\text{И}}; \qquad (4.4.8\text{–}2)$$

нормальных напряжений в галтели в плоскости колена, МПа:

$$\sigma''\left|{}^{\max}_{\min}\right| = 10^{-6}\,T_{tq\,\text{И}\,X}\left|{}^{\max}_{\min}\right|\Big/W_{\text{И}}; \qquad (4.4.8\text{–}3)$$

4.4.9 Амплитуды напряжений, МПа:

$$\tau_v = 0{,}5\left(\tau_{\max} - \tau_{\min}\right); \qquad (4.4.9\text{–}1)$$

$$\sigma_v' = 0,5\left(\sigma_{\max}' - \sigma_{\min}'\right); \qquad (4.4.9\text{–}2)$$

$$\sigma_v'' = 0,5\left(\sigma_{\max}'' - \sigma_{\min}''\right). \qquad (4.4.9\text{–}3)$$

Средние напряжения, МПа:

$$\tau_m = 0,5\left(\tau_{\max} + \tau_{\min}\right); \qquad (4.4.9\text{–}4)$$

$$\sigma_m' = 0,5\left(\sigma_{\max}' + \sigma_{\min}'\right); \qquad (4.4.9\text{–}5)$$

$$\sigma_m'' = 0,5\left(\sigma_{\max}'' + \sigma_{\min}''\right). \qquad (4.4.9\text{–}6)$$

4.4.10 Коэффициент концентрации напряжений кручения на краю смазочного отверстия определяют по формуле (4.3.5–1), а в галтели сопряжения шейки со щекой — по формулам (4.3.5–2) — (4.3.5–9) с заменой параметров $r_К$, $d_К$, $d_{1К}$, $e_К$, характеризующих конструкцию коренной шейки, на параметры соответственно $r_Ш$, $d_Ш$, $d_{1Ш}$, $e_Ш$ шатунной шейки. В случае, когда облегчающее отверстие имеет бочкообразную форму (рис. 4.4.10), в уравнения (4.3.5–1) или (4.3.5–2) вводится дополнительный сомножитель $\left[1-\left(d_1/d\right)^4\right]/\left[1-\left(d_2/d\right)^4\right]$, а вместо диаметра $d_1\left(d_{1К}, d_{1Ш}\right)$ в уравнения (4.3.5–3), (4.3.5–4), (4.3.5–8) и (4.3.5–9) вводится диаметр $d_2\left(d_{2К}, d_{2Ш}\right)$.

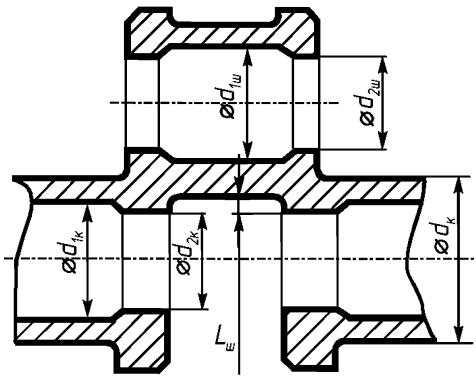


Рис. 4.4.10. Колено вала с бочкообразными облегчающими отверстиями шеек

4.4.11 Коэффициент концентрации напряжений изгиба на краю смазочного отверстия:

$$k_\sigma = 1,7 + 0,5\cdot 10^{-3} R_m. \qquad (4.4.11\text{–}1)$$

Зависимость (4.4.11–1) достоверна при $R_m = 600 \div 1200$ МПа;

в галтели сопряжения шейки со щекой в плоскости колена:

$$k_\sigma = \left(k_\sigma^*\right)_{\Delta=0} \left(\beta_\sigma\right)_\Delta \left(\beta_\sigma\right)_L \left(k_\sigma\right)_e, \qquad (4.4.11\text{–}2)$$

где $\left(k_\sigma^*\right)_{\Delta=0}$ — коэффициент концентрации напряжений для вала с нулевым перекрытием шеек:

$$\left(k_\sigma^*\right)_{\Delta=0} = \left(k'_\sigma\right)_{\Delta=0} \left(\beta_\sigma\right)_b \left(\beta_\sigma\right)_{d1}; \qquad (4.4.11\text{–}3)$$

$$\left(k'_\sigma\right)_{\Delta=0} = 4,418 - 13,115\, r_{Ш}/h + 17,432 \left(r_{Ш}/h\right)^2; \qquad (4.4.11\text{–}4)$$

$$\left(\beta_\sigma\right)_b = 0,813 + 0,0739 \left(b/d_{Ш}\right)^2; \qquad (4.4.11\text{–}5)$$

$$\left(\beta_\sigma\right)_{d1} = 1,080 - 0,562\, d_{1Ш}/d_{Ш} + 0,982 \left(d_{1Ш}/d_{Ш}\right)^2; \qquad (4.4.11\text{–}6)$$

если $d_{1Ш}/d_{Ш} \le 0,02$, то $\left(\beta_\sigma\right)_{d1} = 1,0$;

$$\left(\beta_\sigma\right)_\Delta = 1 - \left(\xi_\sigma\right)_b \left[1 - \left(\beta'_\sigma\right)_\Delta\right]; \qquad (4.4.11\text{–}7)$$

$$\left(\beta'_\sigma\right)_\Delta = 0,998 - 1,576\, \Delta/d_{Ш} - 1,628 \left(\Delta/d_{Ш}\right)^2 + 3,929\, \Delta \cdot h/d_{Ш}^2; \qquad (4.4.11\text{–}8)$$

$$\left(\xi_\sigma\right)_b = 2,233 - 1,408\, b/d_{Ш} + 0,390 \left(b/d_{Ш}\right)^2; \qquad (4.4.11\text{–}9)$$

если $L > L^*$ (фактическая удаленность облегчающего отверстия больше оптимальной), то

$$\left(\beta_\sigma\right)_L = 1,003 + 0,0323 \left(L - L^*\right)/r_{Ш}; \qquad (4.4.11\text{–}10)$$

если $L < L^*$, то

$$\left(\beta_\sigma\right)_L = 1,212 + 0,218 \left(L - L^*\right); \qquad (4.4.11\text{–}11)$$

при $L = L^*$ $\left(\beta_\sigma\right)_L = 1,0$;

$$L^* = r_{Ш} \left[2,313 - 0,955\, \Delta/d_{Ш} + 12,551 \left(\Delta/d_{Ш}\right)^2\right]; \qquad (4.4.11\text{–}12)$$

при $e_{Ш}/d_{Ш} < 0,05$

$$\left(k_\sigma\right)_e = 0,966 + 0,152\, d_{1Ш}/d_{Ш} + 15,201 \left(e_{Ш}/d_{Ш}\right)^2 - $$
$$-2,409\, d_{1Ш} e_{Ш}/d_{Ш}^2 - 0,153 \left(d_{1Ш}/d_{Ш}\right)^2; \qquad (4.4.11\text{–}13)$$

при $e_{Ш}/d_{Ш} \ge 0,05$

$$(k_\sigma)_e = 1,131 - 2,160\, e_{Ш}/d_{Ш} - 0,252\, d_{1Ш}/d_{Ш} + 5,632\, (e_{Ш}/d_{Ш})^2 +$$
$$+3,150\, d_{1Ш} e_{Ш}/d_{Ш}^2 - 0,0416\, (d_{1Ш}/d_{Ш})^2 . \qquad (4.4.11\text{–}14)$$

Уравнения (4.4.11–2) — (4.4.11–14) справедливы в следующих диапазонах изменения отношений: $r_{Ш}/h = 0,16 \div 0,36$; $b/d_{Ш} = 1,1 \div 1,9$; $e_{Ш}/d_{Ш} = 0 \div 0,16$; $d_{1Ш}/d_{Ш} = 0 \div 0,8$; $\Delta/d_{Ш} = -0,1 \div 0,3$; $h/d_{Ш} = 0,2 \div 0,33$; $r_{Ш}/d_{Ш} = 0 \div 0,12$; $L/L^* = 0 \div 1,0$; $(L - L^*)/r = 0 \div 7$.

В случае, когда облегчающие отверстия имеют бочкообразную форму (см. рис. 4.4.10), в уравнениях (4.4.11–6), (4.4.11–13) и (4.4.11–14) диаметр $d_{1Ш}$ следует заменить диаметром $d_{2Ш}$.

4.4.12 Коэффициент концентрации напряжений изгиба в галтели сопряжения шейки со щекой в плоскости, перпендикулярной плоскости колена:

$$k_\sigma = (k_{\sigma o} - 1)\varepsilon + 1 ; \qquad (4.4.12\text{–}1)$$

при $R_m = 500$ МПа

$$k_{\sigma o} = 9,643 + 76,479\, r_{Ш}/d_{Ш} - 184,476\, (r_{Ш}/d_{Ш})^2 +$$
$$+271,988\, (r_{Ш}/d_{Ш})^{2,5} + 33,940/\ln(r_{Ш}/d_{Ш}) ; \qquad (4.4.12\text{–}2)$$

при $R_m = 1200$ МПа

$$k_{\sigma o} = 20,963 + 187,501\, r_{Ш}/d_{Ш} - 438,474\, (r_{Ш}/d_{Ш})^2 +$$
$$+641,926\, (r_{Ш}/d_{Ш})^{2,5} + 81,991/\ln(r_{Ш}/d_{Ш}); \qquad (4.4.12\text{–}3)$$

$$\varepsilon = 191,596 - 23,618\, b/d_{Ш} - 205,941 \ln(b/d_{Ш})\, d_{Ш}/b -$$
$$-167,728 d_{Ш}/b + 68,073 \ln(b/d_{Ш})\, (b/d_{Ш})^{-2} ; \qquad (4.4.12\text{–}4)$$

при $b/d_{Ш} > 1,7$ $\varepsilon = 1,0$.

Уравнения (4.4.12–2) и (4.4.12–3) справедливы в диапазоне $r_{Ш}/d_{Ш} = 0 \div 0,4$. При значениях R_m, отличающихся от 500 и 1200 МПа, коэффициент $k_{\sigma o}$ следует определять линейной интерполяцией.

Уравнение (4.4.12–4) достоверно в диапазоне изменения отношений, указанных в 4.4.11.

4.4.13 Коэффициенты запаса прочности при кручении на краю отверстия для подвода масла и в галтели сопряжения шейки со щекой рассчитываются по одной и той же формуле:

$$c_\tau = \tau_{-1} \Big/ \left[k_\tau \tau_v \Big/ \left(\varepsilon_\tau \beta \right) + \psi_\tau \tau_m \right], \qquad (4.4.13)$$

где k_τ для маслопроводящего отверстия рассчитывается по формуле (4.3.5-1), а для галтели сопряжения шейки со щекой — по формулам (4.3.5-2) — (4.3.5–9);

τ_{-1}, $\varepsilon\tau$, β, ψ_τ — см. 4.3.7.

4.4.14 Коэффициенты запаса прочности при изгибе по краю отверстия для подвода масла и в галтели сопряжения шейки со щекой рассчитываются по одной и той же формуле:

$$c_\sigma = \sigma_{-1} \Big/ \left[k_\sigma \sigma_v \Big/ \left(\varepsilon_\sigma \beta \right) + \psi_\sigma \sigma_m \right], \qquad (4.4.14\text{–}1)$$

где k_σ на краю смазочного отверстия определяется с помощью формулы (4.4.11–1), а в галтели сопряжения шейки со щекой — формул (4.4.11–2) — (4.4.11–14);

ε_σ — см. табл. 4.3.6;

σ_v — амплитуда напряжений, при расчете коэффициента запаса прочности при изгибе по краю отверстия для подвода масла, $\sigma_v = \sigma_v'$, в галтели — $\sigma_v = \sigma_v''$;

β — см. 4.3.7;

ψ_σ — коэффициент асимметрии цикла:

$$\psi_\sigma = \left(2\sigma_{-1} - \sigma_0 \right) \Big/ \sigma_0 ; \qquad (4.4.14\text{–}2)$$

σ_{-1} — предел выносливости в случае изгиба при симметричном цикле, МПа;

σ_0 — предел выносливости в случае изгиба при отнулевом цикле, МПа;

σ_m — среднее напряжение; при расчете коэффициента запаса прочности при изгибе по краю отверстия $\sigma_m = \sigma_m'$, в галтели — $\sigma_m = \sigma_m''$.

При отсутствии экспериментальных данных о пределах выносливости материала вала для определения σ_{-1} и σ_0 можно использовать следующие соотношения: $\sigma_{-1} = \left(0,45 \div 0,55 \right) R_\text{m}$; $\tau_{-1} / \sigma_{-1} = 0,50 \div 0,60$; $\sigma_0 / \sigma_{-1} = 1,5 \div 1,8$.

Значения параметров на верхних границах указанных диапазонов относятся к мягким сталям.

4.4.15 Коэффициент общего запаса прочности в каждой расчетной точке (на краю маслоподводящего отверстия и в галтели сопряжения шейки со щекой):

$$c_{\text{общ}} = c_\sigma\, c_\tau \Big/ \sqrt{c_\sigma^2 + c_\tau^2}\ . \qquad (4.4.15)$$

Должны быть определены значения $c_{\text{общ}}$ для каждой расчетной точки каждой шатунной шейки вала.

4.5 РАСЧЕТ ЩЕКИ НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ

4.5.1 Щеки рассчитывают на кручение и изгиб. Расчетные точки — точки 1 и 2 (см. рис. 4.2.2), лежащие в серединах широких сторон щеки (галтель сопряжения щеки с коренной шейкой и галтель сопряжения щеки с шатунной шейкой).

Поскольку напряжения изгиба коренных и шатунных шеек и тем более щеки в плоскости, перпендикулярной плоскости колена, меньше, чем в плоскости колена, то оценка усталостной прочности от напряжений изгиба и кручения в плоскости, перпендикулярной плоскости колена, не является обязательной.

4.5.2 Учет напряжений кручения в галтелях коренной и шатунной шеек осуществляется с помощью коэффициентов запаса прочности при кручении $c_{\tau 1}$ и $c_{\tau 2}$, рассчитанных согласно 4.3.7 и 4.4.13 соответственно.

4.5.3 Моменты, изгибающие щеку, Н·м:

для левой щеки (см. рис. 4.2.2)

$$T_{tq\text{И}}\left|{}^{\max}_{\min}\right| = X_j\left|{}^{\max}_{\min}\right| a_1 + P_{j\text{пр}1} b_1\,; \qquad (4.5.3\text{–}1)$$

для правой щеки

$$T_{tq\text{И}}\left|{}^{\max}_{\min}\right| = X_{j+1}\left|{}^{\max}_{\min}\right| a_2 + P_{j\text{пр}2} b_2\,, \qquad (4.5.3\text{–}2)$$

где

$$X_j\left|{}^{\max}_{\min}\right| = \left[\left(Z\left|{}^{\max}_{\min}\right| - P_{j\text{Щ}}\right) l_2 + \left(P_{j\text{пр}1} - P_{j\text{Щ}}\right) a_2 - P_{j\text{Щ}}\left(L - a_1\right)\right] \Big/ L; \qquad (4.5.3\text{–}3)$$

$$X_{j+1}\left|{}^{\max}_{\min}\right| = \left[\left(Z\left|{}^{\max}_{\min}\right| - P_{j\text{Щ}}\right) l_1 + \left(P_{j\text{пр}2} - P_{j\text{Щ}}\right) a_1 - P_{j\text{Щ}}\left(L - a_2\right)\right] \Big/ L\,. \qquad (4.5.3\text{–}4)$$

4.5.4 Силы, растягивающие щеку, Н:

для левой щеки

$$S\left|{}^{\max}_{\min}\right| = P_{j\text{пр}1} - X_j\left|{}^{\max}_{\min}\right|; \qquad (4.5.4\text{–}1)$$

для правой щеки

$$S\left|{}^{\max}_{\min}\right| = P_{j\text{пр}2} - X_{j+1}\left|{}^{\max}_{\min}\right|. \qquad (4.5.4\text{–}2)$$

4.5.5 Момент сопротивления, м^3:

$$W_{\text{И}\min} = b\,h^2/6\,. \qquad (4.5.5)$$

4.5.6 Площадь расчетного сечения щеки, м^2:

$$A = b\,h\,. \qquad (4.5.6)$$

4.5.7 Напряжение, МПа:

в точке 1:

$$\sigma_1\left|{}^{\max}_{\min}\right| = S\left|{}^{\max}_{\min}\right|\Big/A - T_{tq\text{И}}\left|{}^{\max}_{\min}\right|\Big/W_{\text{И}\min}\,; \qquad (4.5.7\text{–}1)$$

в точке 2:

$$\sigma_2\left|{}^{\max}_{\min}\right| = S\left|{}^{\max}_{\min}\right|\Big/A + T_{tq\text{И}}\left|{}^{\min}_{\max}\right|\Big/W_{\text{И}\min}\,. \qquad (4.5.7\text{–}2)$$

4.5.8 Амплитуда и среднее нормальное напряжение, МПа:

в галтели коренной шейки:

$$\sigma_{v1} = 0,5\left(\sigma_{1\max} - \sigma_{1\min}\right); \qquad (4.5.8\text{–}1)$$

$$\sigma_{m1} = 0,5\left(\sigma_{1\max} + \sigma_{1\min}\right); \qquad (4.5.8\text{–}2)$$

в галтели шатунной шейки:

$$\sigma_{v2} = 0,5\left(\sigma_{2\max} - \sigma_{2\min}\right); \qquad (4.5.8\text{–}3)$$

$$\sigma_{m2} = 0,5\left(\sigma_{2\max} + \sigma_{2\min}\right). \qquad (4.5.8\text{–}4)$$

4.5.9 Коэффициент концентрации напряжений при изгибе в плоскости колена k_σ:

в галтели коренной шейки ($k_{\sigma1}$) рассчитывают с помощью формул (4.4.11–2) —(4.4.11–14) с заменой параметров $r_\text{Ш}$, $d_{1\text{Ш}}\left(d_{2\text{Ш}}\right)$, $d_\text{Ш}$, $e_\text{Ш}$, характеризующих конструкцию шатунной шейки, на параметры соответственно $r_\text{К}$, $d_{1\text{К}}\left(d_{2\text{К}}\right)$, $d_\text{К}$, $e_\text{К}$ коренной шейки;

в галтели шатунной шейки ($k_{\sigma2}$) — с помощью формул (4.4.11–2) — (4.4.11–14). Если шатунная шейка была рассчитана на изгиб в плоскости колена, то используется уже рассчитанное значение k_σ.

Коэффициенты влияния абсолютных размеров вала ε_σ - см. табл. 4.3.6.

4.5.10 Коэффициент запаса прочности при изгибе:

в галтели коренной шейки:

$$c_{\sigma 1} = \sigma_{-1} \Big/ \left[k_{\sigma 1} \sigma_{v1} \Big/ \left(\varepsilon_{\sigma} \beta \right) + \psi_{\sigma} \sigma_{m1} \right]; \qquad (4.5.10\text{–}1)$$

в галтели шатунной шейки:

$$c_{\sigma 1} = \sigma_{-1} \Big/ \left[k_{\sigma 2} \sigma_{v2} \Big/ \left(\varepsilon_{\sigma} \beta \right) + \psi_{\sigma} \sigma_{m2} \right], \qquad (4.5.10\text{–}2)$$

где σ_{-1} — см. 4.4.14;

$k_{\sigma 1}$, $k_{\sigma 2}$ — см. 4.5.9;

σ_{v1}, σ_{v2}, σ_{m1}, σ_{m2} — см. формулы (4.5.8–1) — (4.5.8–4);

β — см. 4.3.7;

ψ_{σ} — см. формулу (4.4.14–2).

4.5.11 Коэффициент общего запаса прочности:

в точке 1:

$$c_{\text{общ } 1} = c_{\sigma 1} c_{\tau 1} \Big/ \sqrt{c_{\sigma 1}^2 + c_{\tau 1}^2}; \qquad (4.5.11\text{–}1)$$

в точке 2:

$$c_{\text{общ } 2} = c_{\sigma 2} c_{\tau 2} \Big/ \sqrt{c_{\sigma 2}^2 + c_{\tau 2}^2}. \qquad (4.5.11\text{–}2)$$

4.6 ДОПУСКАЕМЫЕ ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ ЗАПАСА ПРОЧНОСТИ

4.6.1 Полученные расчетом значения коэффициентов запаса прочности c_{τ} (для коренных шеек) и $c_{\text{общ}}$ следует сопоставить со значениями $\left(c_{\tau}\right)_{\text{э}}$ и $\left(c_{\text{общ}}\right)_{\text{э}}$, определенными в результате обработки экспериментальных данных о напряжениях в конструкциях реальных коленчатых валов или их моделей. Если таковых не имеется, то в качестве допускаемых следует использовать значения коэффициентов запаса прочности, полученные расчетом по методике разд. 4 для коленчатых валов, конструкция и размеры, а также условия эксплуатации которых близки к таковым исследуемого вала и надежность которых, в том числе с точки зрения усталостной прочности, подтверждена устойчивой статистикой многолетних наблюдений.

4.6.2 Для того, чтобы увеличить запас прочности и учесть действие крутильных колебаний в системе «двигатель – валопровод – движитель», возникающих в реальных условиях эксплуатации, иногда искусственно занижают значения c_{τ}, c_{σ} и $c_{\text{общ}}$ путем их деления на коэффициент динамического усиления:

$$\lambda_g = 1,07 + 0,07\left(i_{\text{ц}} - 3\right), \qquad (4.6.2)$$

где $i_{\text{ц}}$ — число цилиндров двигателя.

4.6.3 Если полученный расчетом без учета коэффициента динамического усиления коэффициент общего запаса прочности больше 1,15, то условие усталостной прочности выполняется.

В том случае, когда значения $c_{\text{общ}}$, полученные расчетом по методике разд. 4 без учета λ_g, находятся в диапазоне $1,05 \div 1,15$ и не представлены экспериментальные данные, подтверждающие надежность коленчатого вала, Речной Регистр оставляет за собой право потребовать проведения расчетов с помощью *3D* модели, использующей метод конечных элементов, а в случае достаточно малых запасов прочности, полученных расчетом по *3D* модели (менее 1,1), — проведения экспериментального исследования (тензометрирования) коленчатого вала. Во всех случаях, когда c_{τ} и $c_{\text{общ}}$ не превышают 1,15 и представлены данные, подтверждающие надежность коленчатого вала, необходимо уделить особое внимание технологии обработки и упрочнения концентраторов напряжений.

5 РАСЧЕТ НАПРЯЖЕНИЙ В ЭЛЕМЕНТАХ КОНСТРУКЦИИ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА С ПРИМЕНЕНИЕМ *3D* МОДЕЛЕЙ, ИСПОЛЬЗУЮЩИХ МЕТОД КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

5.1 ОБЩИЕ ЗАМЕЧАНИЯ

5.1.1 При разработке *3D* моделей и последующем определении напряженно-деформированного состояния коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания могут быть использованы *CAD/CAM/CAE* и другие системы, компьютерные приложения (программные продукты), разработанные ведущими мировыми производителями и/или признанные Речным Регистром.

5.1.2 Целью расчета являются определение действующих напряжений в элементах конструкции коленчатого вала для выбранных режимов работы двигателя и проверка условий статической прочности с помощью соответствующих коэффициентов запаса прочности.

5.2 ПОРЯДОК И ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ПРОЧНОСТИ

5.2.1 Расчет выполняют в следующей последовательности:

.1 расчет внешних нагрузок, выбор схемы приложения нагрузок к конструкции, идеализация нагрузок применительно к конечно–элементной модели;

.2 построение *3D* модели коленчатого вала или его отдельных коленьев;

.3 построение конечно–элементной модели коленчатого вала;

.4 анализ напряжений в элементах конструкции вала и определение коэффициентов запаса прочности.

5.2.2 При выполнении работ в соответствии с 5.2.1 коленчатый вал рассматривают как объемную конструкцию с учетом всех особенностей геометрии, пространственного приложения нагрузок, схемы поддержки с помощью коренных опор и наложением связей для устранения поворота сечения вала в месте установки маховика. Для реализации таких представлений *3D* модель

вала должна быть разработана с применением интегрированных *CAD/CAM/CAE* систем.

5.2.3 Нагрузки от давления газов и инерционные нагрузки от шатунно–поршневой группы считают приложенными к шатунным шейкам вала. Собственные инерционные нагрузки вала рассчитываются в большинстве *CAD/CAM/CAE* систем; благодаря заданию углов, скорости и оси вращения вала система автоматически вычисляет массовые нагрузки в конечных элементах и приводит их к узловым инерционным силам. Контактные пары между валом и подшипниками на коренных опорах также создаются самой системой. В случае детальной проработки *CAD* модели опор и подшипников можно проанализировать процесс деформации вала с учетом податливости опорных узлов и износа подшипников скольжения как для «вырезанных» коленьев (разрезная схема), так и для конструкции коленчатого вала в целом (неразрезная схема).

5.2.4 Расчет напряженного состояния для каждого варианта конструкции и режима работы двигателя включает в себя глобальный анализ, то есть решение конкретной задачи взаимодействия коленчатого вала с опорами и определение напряженного состояния конструкции на «грубой» (разреженной) сетке, и локальный анализ, выполняемый с целью уточнения результатов глобального анализа для галтельных переходов и выходов смазочных отверстий на «мелкой» сетке.

5.3 МОДЕЛИРОВАНИЕ ВНЕШНИХ НАГРУЗОК

5.3.1 Распределение нагрузки на шатунные шейки по сечению и по длине следует принимать в соответствии с имеющимися у проектанта экспериментальными данными. При их отсутствии эту нагрузку рекомендуется принимать параболически распределенной по сечению (рис. 5.3.1, а) и равномерно распределенной по длине шейки (рис. 5.3.1, б). Сила (нагрузка) $Q[i]$ направлена вдоль оси шатуна (см. рис. 2.2.3) и включает в себя силу от давления газов и силу инерции поступательно движущихся масс поршня с пальцем и шатуна.

5.3.2 Поскольку сила инерции вращающихся масс вала, приложенная по радиус–вектору каждого рассматриваемого элемента оси вращения, автоматически рассчитывается *CAD/CAM/CAE* системой, то центробежная сила C должна учитывать только часть массы M_r вращающихся частей кривошипно-шатунного механизма, а именно, массу $M_{r\,\text{шат}}$ шатуна, отнесенную к вращающимся массам:

$$C = 0,5 M_{r\,\text{шаг}}\, \omega^2 s, \qquad (5.3.2)$$

где ω, s — см. 1.2.2 и рис 2.2.3.

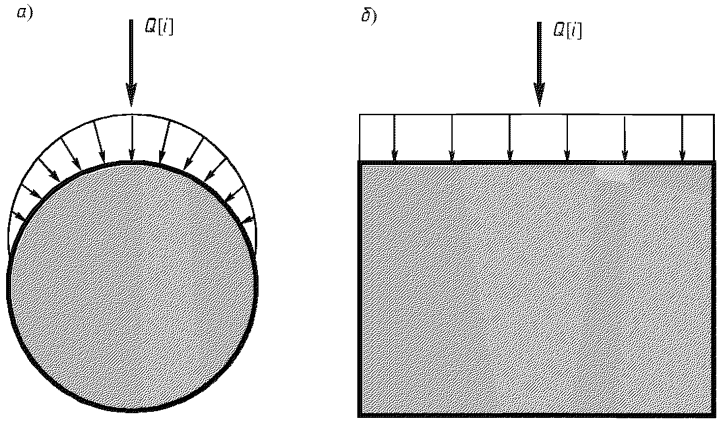


Рис. 5.3.1 Схема распределения нагрузки на шатунные шейки:

а — по сечению; *б* — по длине

Для облегчения учета силы *C* массу $M_{r\,шат}$ равномерно распределяют по оси шатунной шейки, и тогда *CAD/CAM/CAE* система благодаря заданной угловой скорости и установленной оси вращения коленчатого вала автоматически рассчитывает все центробежные силы инерции, включая силы от массы $M_{r\,шат}$.

5.4 СВОЙСТВА ПРИМЕНЯЕМЫХ МАТЕРИАЛОВ

Для моделирования напряженно-деформированного состояния коленчатого вала необходимо задать следующие свойства материалов вала:

модуль упругости *E*, МПа;

коэффициент Пуассона μ;

плотность ρ, кг/м^3;

временное сопротивление на растяжение R_m, МПа;

предел выносливости σ_{-1} симметричного цикла, МПа.

5.5 РАСЧЕТ НАГРУЗОК И НАПРЯЖЕНИЙ

5.5.1 Расчет коленчатого вала выполняют в диапазоне от минимальной до максимально возможной частоты вращения коленчатого вала с определенным шагом.

5.5.2 Для каждого скоростного режима определяют нагрузочные диаграммы и составляют блоки нагрузок в зависимости от угла поворота коленчатого вала через каждые 5 —10°. Таким образом, для каждого режима рассчи-

тывают от 72 до 144 вариантов нагрузки. Уточнение напряжений производят в каждом галтельном переходе и на краях смазочных отверстий, то есть в самых нагруженных элементах конструкции, определяющих в конечном итоге усталостную прочность вала в целом.

5.5.3 Для каждого галтельного перехода и смазочного отверстия фиксируются максимальные и минимальный компоненты тензора напряжений, с помощью которых определяют запас прочности по усталостным напряжениям на основе диаграммы предельных состояний. Полный тензор напряжений во всех точках конструкции коленчатого вала вычисляется интегрированной *CAD/CAM/CAE* системой автоматически и выдается в табличном виде и в виде трехмерных цветных графических изображений конструкции, при этом красным цветом помечаются элементы, напряжения в которых имеют максимальные значения.

6 РАСЧЕТ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ В СЛУЧАЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАПРЯЖЕНИЙ С ПОМОЩЬЮ *3D* МОДЕЛЕЙ, ИСПОЛЬЗУЮЩИХ МКЭ

6.1 ОБЩИЕ ЗАМЕЧАНИЯ

6.1.1 Несмотря на то, что большинство интегрированных *CAD/CAM/CAE* систем позволяет выполнять оценки по критериям усталостной прочности, Речной Регистр рекомендует применение изложенной ниже методики расчета, выдержавшей многочисленные экспериментальные проверки.

6.2 МЕТОДИКА РАСЧЕТА

6.2.1 Условие усталостной прочности имеет вид [3]:

$$\sigma_y = k_\sigma \sigma_a / (\varepsilon_\sigma \beta_\sigma) + \psi_\sigma \sigma_m = \sigma_{-1}, \qquad (6.2.1\text{–}1)$$

где σ_y — амплитуда эквивалентных напряжений, приведенная к симметричному циклу;

k_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений. Поскольку напряженное состояние конструкции определено с учетом концентрации напряжений, а эффективный коэффициент концентрации всегда меньше теоретического, то принимают $k_\sigma = 1$;

ε_σ — масштабный коэффициент, учитывающий влияние абсолютных размеров детали на усталостную прочность, определяется по формуле:

$$\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\infty + (1 - \varepsilon_\infty) e^{-\lambda d}, \qquad (6.2.1\text{–}2)$$

где ε_∞ — предел масштабного коэффициента, для сталей можно принимать $\varepsilon_\infty = 0{,}5$, для чугуна $\varepsilon_\infty = 0{,}4$;

λ — масштабный фактор, можно принимать $\lambda = 0{,}02$ мм $^{-1}$;

d — характерный размер (диаметр шатунной или коренной шейки), мм;

β_σ — коэффициент, учитывающий влияние состояния поверхности детали на усталостную прочность, определяется по формуле:

$$\beta_\sigma = \beta_T \beta_{кор} \beta_{уп}; \qquad (6.2.1\text{–}3)$$

β_T — коэффициент, отражающий влияние шероховатости; для тонкого точения $\beta_T = 0{,}8$;

$\beta_{кор}$ — коэффициент, отражающий влияние коррозионной среды; при отсутствии коррозионной среды $\beta_{кор} = 1$;

$\beta_{уп}$ — коэффициент, отражающий влияние упрочняющих технологий; значения $\beta_{уп}$ приведены в табл. 6.2.1;

Таблица 6.2.1

Вид обработки	Временное сопротивление на растяжение, R_m, МПа	Коэффициент упрочнения $\beta_{уп}$ [1]	
		Валы с умеренной концентрацией напряжений ($k_\sigma < 1{,}8$)	Валы с большой концентрацией напряжения ($k_\sigma = 1{,}8$ — $2{,}0$)
Закалка с нагревом ТВЧ	600 — 800	1,2 — 1,5	1,6 — 2,8
	800 — 1100	1,3 — 1,5	—
Химико-термическая обработка	900 — 1200	1,1 — 1,3	1,3 — 2,5
Дробеструйный наклеп	600 — 1500	1,1 — 1,3	1,1 — 1,3
Обкатка роликами		1,1 — 1,4	1,3 — 2,2

[1] Данные получены на лабораторных образцах диаметром 10 — 20 мм. Для коленчатых валов судовых двигателей коэффициенты упрочнения несколько меньше.

σ_a — интенсивность переменных напряжений, определяется по формуле, МПа:

$$\sigma_a = \sqrt{0{,}5\left[\left(\sigma_{xa} - \sigma_{ya}\right)^2 + \left(\sigma_{ya} - \sigma_{za}\right)^2 + \left(\sigma_{za} - \sigma_{xa}\right)^2 + 6\left(\tau_{xya}^2 + \tau_{yza}^2 + \tau_{zxa}^2\right)\right]}, \qquad (6.2.1\text{–}4)$$

где $\sigma_{xa} \ldots \tau_{zxa}$ — амплитуды компонентов переменных напряжений, определяемые по формулам, МПа:

$$\sigma_{xa} = 0{,}5\left(\sigma_{x\max} - \sigma_{x\min}\right); \qquad (6.2.1\text{–}5)$$

$$\sigma_{ya} = 0{,}5\left(\sigma_{y\max} - \sigma_{y\min}\right); \qquad (6.2.1\text{–}6)$$

$$\sigma_{za} = 0{,}5\left(\sigma_{z\max} - \sigma_{z\min}\right); \qquad (6.2.1\text{–}7)$$

$$\tau_{xya} = 0,5\left(\tau_{xy\max} - \tau_{xy\min}\right); \quad (6.2.1\text{–}8)$$

$$\tau_{yza} = 0,5\left(\tau_{yz\max} - \tau_{yz\min}\right); \quad (6.2.1\text{–}9)$$

$$\tau_{zxa} = 0,5\left(\tau_{zx\max} - \tau_{zx\min}\right); \quad (6.2.1\text{–}10)$$

$\sigma_{x\max} \ldots \tau_{zx\max}$, $\sigma_{x\min} \ldots \tau_{zx\min}$ — соответственно максимальные и минимальные компоненты тензора напряжений;

σ_m — интенсивность средних напряжений, определяется как наибольшее главное напряжение из решения характеристического уравнения:

$$\begin{vmatrix} \sigma_{xm} - \lambda & \tau_{xym} & \tau_{xzm} \\ \tau_{xym} & \sigma_{ym} - \lambda & \tau_{yzm} \\ \tau_{xzm} & \tau_{yzm} & \sigma_{zm} - \lambda \end{vmatrix} = 0, \quad (6.2.1\text{–}11)$$

где $\sigma_{xm} \ldots \tau_{zxm}$ — компоненты средних напряжений, определяемые по формулам, МПа:

$$\sigma_{xm} = 0,5\left(\sigma_{x\max} + \sigma_{x\min}\right); \quad (6.2.1\text{–}12)$$

$$\sigma_{ym} = 0,5\left(\sigma_{y\max} + \sigma_{y\min}\right); \quad (6.2.1\text{–}13)$$

$$\sigma_{zm} = 0,5\left(\sigma_{z\max} + \sigma_{z\min}\right); \quad (6.2.1\text{–}14)$$

$$\tau_{xym} = 0,5\left(\tau_{xy\max} + \tau_{xy\min}\right); \quad (6.2.1\text{–}15)$$

$$\tau_{yzm} = 0,5\left(\tau_{yz\max} + \tau_{yz\min}\right); \quad (6.2.1\text{–}16)$$

$$\tau_{zxm} = 0,5\left(\tau_{zx\max} + \tau_{zx\min}\right); \quad (6.2.1\text{–}17)$$

ψ_σ — коэффициент, отражающий зависимость предела выносливости по амплитуде при асимметричном цикле от среднего (статистического напряжения), действующего в той же точке сечения, определяется по формулам:

при $\sigma_m < 0$

$$\psi_\sigma = 0; \quad (6.2.1\text{–}18)$$

при $\sigma_m > 0$

$$\psi_\sigma = \sigma_{-1}\left(1 - \sqrt{1 - \sigma_m / R_{\text{m}}}\right) \Big/ \sigma_m . \quad (6.2.1\text{–}19)$$

6.3 ОЦЕНКА БЕЗОПАСНОСТИ ПО КРИТЕРИЯМ СТАТИЧЕСКОЙ И УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ

6.3.1 Коэффициент запаса прочности по подобному циклу (при одновременном увеличении амплитуды и средних напряжений):

$$c = \sigma_{-1}/\sigma_{y} \ . \qquad (6.3.1)$$

6.3.2 Коэффициент запаса прочности по переменным напряжениям (увеличение амплитуды при постоянных средних напряжениях):

$$c_a = \left(\sigma_{-1} - \psi_\sigma \sigma_m\right)\varepsilon_\sigma \beta_\sigma / \left(\sigma_a K_\sigma\right) . \qquad (6.3.2)$$

6.3.3 Коэффициент запаса прочности по пределу прочности:

$$c_B = R_m/\sigma_э \ . \qquad (6.3.3)$$

6.3.4 Коэффициент запаса прочности по пределу текучести:

$$c_T = R_{eH}/\sigma_э \ . \qquad (6.3.4)$$

6.3.5 Результаты расчета по приведенной методике для всех элементов конструкции коленчатого вала сводят в таблицу, анализ данных которой позволяет судить о том, что конструкция коленчатого вала удовлетворяет или не удовлетворяет критериям статистической и усталостной прочности.

ПРИЛОЖЕНИЕ

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА НА ПРОЧНОСТЬ

Пример 1. Выполнить расчет напряженного состояния коленчатого вала двигателя типа 6Ч23/30-1000 с помощью одномерной модели. Исходные данные приведены в табл. А1.

Таблица А1

Наименование	Обозначение	Размерность	Значение
Диаметр цилиндра	d	м	0,230
Ход поршня	s	м	0,300
Частота вращения коленчатого вала	n	мин$^{-1}$	1000
Кинематическое отношение	λ	—	0,265
Длина колена	L	м	0,300
Диаметр шатунной шейки	$d_{Ш}$	м	0,155
Диаметр облегчающего отверстия в шатунной шейке	$d_{1Ш}$	м	0,075
Эксцентриситет облегчающего отверстия в шатунной шейке	$e_{Ш}$	м	0,0075
Удаленность облегчающего отверстия в шатунной шейке от коренной шейки	$l_{Шo}$	м	0,036
Диаметр коренной шейки	$d_{К}$	м	0,160
Диаметр облегчающего отверстия в коренной шейке	$d_{1К}$	м	0,075
Удаленность облегчающего отверстия в коренной шейке от шатунной шейки	$l_{Ко}$	м	0,031
Абсолютное перекрытие шеек	Δ	м	0,0075
Число цилиндров	$i_{ц}$	—	6
Масса поступательно движущихся частей кривошипно-шатунного механизма (КШМ)	M_{s}	кг	833
Масса вращающихся частей шатуна	$M_{rШ}$	кг	19,02

Продолжение табл. А1

Наименование	Обозначение	Размерность	Значение
Длина шатунной шейки	$l_{Ш}$	м	0,100
Длина коренной шейки	$l_{К}$	м	0,095
Масса вращающихся частей КШМ	M_r	кг	314
Плечо шатуна относительно середины левой опоры	$H_{Ш}$	м	0,170
Инерционное усилие шатунной шейки	$C_{Ш}$	Н	17091,6
Плечо центра шатунной шейки относительно середины левой опоры	$H_{Ш_л}$	м	0,15
Инерционное усилие противовеса и щеки (отлиты вместе)	$C_{ПР_{Щ}}$	Н	15085,1
Масса поступательно движущихся частей шатуна	$M_{s\,Ш}$	кг	34,62
Плечи противовесов относительно середины левой опоры:			
на левой щеке	$H_{ПР_л}$	м	0,07375
на правой щеке	$H_{ПР_п}$	м	0,22625
Ширина щеки	b	м	0,25
Толщина щеки	h	м	0,0525
Диаметр смазочных отверстий в коренных и шатунных шейках	$d_о$	м	0,01
Угол между осью смазочного отверстия в шатунной шейке и продольной вертикальной плоскостью колена	γ	град	90
Углы сдвига рабочих циклов по цилиндрам	$\psi[j]$	град	—
первого	$\psi[1]$	град	0
второго	$\psi[2]$	град	240
третьего	$\psi[3]$	град	480
четвертого	$\psi[4]$	град	120
пятого	$\psi[5]$	град	600
шестого	$\psi[6]$	град	360
Радиусы галтелей сопряжения щеки с:			
коренной шейкой	$r_К$	м	0,009
шатунной шейкой	$r_Ш$	м	0,009

Окончание табл. А1

Наименование	Обозначение	Размерность	Значение
Мощность двигателя на номинальном режиме	P_e	кВт	330,9
Материал вала — чугун	—	—	—
Временное сопротивление материала вала на растяжение	R_m	МПа	700
Модуль нормальной упругости материала	E	МПа	180000
Коэффициент Пуассона	μ	—	0,29
Предел выносливости симметричного цикла	σ_{-1}	МПа	315

Данные по изменению избыточного давления в цилиндре по у.п.к.в. φ на номинальном режиме работы двигателя, полученные путем обработки экспериментальной индикаторной диаграммы, приведены в табл. А2.

Таблица А2

Угол φ, град	Давление p, МПа	Угол φ, град	Давление p, МПа	Угол φ, град	Давление p, МПа	Угол φ, град	Давление p, МПа
0	5,75	120	0,29	240	0,02	360	0,01
5	6,30	125	0,27	245	0,02	365	0,01
10	6,35	130	0,25	250	0,02	370	0,01
15	5,65	135	0,23	255	0,02	375	0
20	4,31	140	0,21	260	0,02	380	–0,01
25	4,28	145	0,18	265	0,02	385	–0,01
30	3,35	150	0,15	270	0,02	390	–0,01
35	3,39	155	0,17	275	0,02	395	–0,01
40	2,25	160	0,16	280	0,02	400	–0,01
45	1,92	165	0,16	285	0,02	405	–0,01
50	1,62	170	0,16	290	0,02	410	–0,01
55	1,38	175	0,16	295	0,02	415	–0,01
60	1,16	180	0,15	300	0,02	420	–0,01
65	0,95	185	0,14	305	0,02	425	–0,01
70	0,82	190	0,12	310	0,02	430	–0,01
75	0,72	195	0,11	315	0,02	435	–0,01
80	0,65	200	0,11	320	0,02	440	–0,01
85	0,56	205	0,07	325	0,02	445	–0,01
90	0,48	210	0,07	330	0,02	450	–0,01
95	0,45	215	0,06	335	0,02	455	–0,01
100	0,40	220	0,04	340	0,02	460	–0,01
105	0,36	225	0,02	345	0,02	465	–0,01
110	0,35	230	0,02	350	0,02	470	–0,01
115	0,33	235	0,02	355	0,01	475	–0,01

Окончание табл. А2

Угол φ, град	Давление p, МПа	Угол φ, град	Давление p, МПа	Угол φ, град	Давление p, МПа	Угол φ, град	Давление p, МПа
480	–0,01	540	0	600	0,03	660	0,31
485	–0,01	545	0	605	0,03	665	0,41
490	–0,01	550	0	610	0,05	670	0,46
495	–0,01	555	0	615	0,06	675	0,62
500	–0,01	560	0	620	0,08	680	0,77
505	–0,01	565	0	625	0,1	685	0,99
510	–0,01	570	0	630	0,11	690	1,25
515	–0,01	575	0,01	635	0,13	695	1,58
520	–0,01	580	0,01	640	0,15	700	2,08
525	–0,01	585	0,01	645	0,18	705	2,62
530	–0,01	590	0,02	650	0,21	710	3,14
535	–0,01	595	0,02	655	0,24	715	4,24

Поскольку расчет прочности выполнялся на компьютере, промежуточные результаты не представлены, а рассчитанные напряжения и коэффициенты запаса прочности τ_{xy}, $c_{\text{с.Г}} = \sigma_{\lim \Gamma} / \sigma_{\text{э.Г}}$ приведены в табл. А3.

Таблица А3

Наибольшее эквивалентное напряжение, угол поворота коленчатого вала (по первому цилиндру), коэффициент запаса прочности	Номер колена					
	1	2	3	4	5	6
Выход смазочного отверстия коренной шейки						
Напряжение, МПа	85,346	86,430	85,321	75,727	80,306	71,613
У.п.к.в., град	35	340	515	265	500	445
Коэффициент запаса прочности	3,855	3,807	3,856	4,345	4,097	4,594
Галтель сопряжения коренной шейки со щекой						
Напряжение, МПа	133,397	130,047	133,052	132,809	138,677	132,489
У.п.к.в., град	35	340	515	265	500	445
Коэффициент запаса прочности	1,717	1,761	1,721	1,725	1,652	1,729
Щека в узком сечении						
Напряжение, МПа	36,743	29,928	36,035	33,162	39,887	32,454
У.п.к.в., град	15	265	495	135	615	375
Коэффициент запаса прочности	8,954	10,993	9,130	9,921	8,248	10,137
Щека в широком сечении						
Напряжение, МПа	50,217	50,217	50,217	50,217	50,217	50,217
У.п.к.в., град	10	250	490	130	610	370
Коэффициент запаса прочности	6,552	6,552	6,552	6,552	6,552	6,552

Окончание табл. А3

Наибольшее эквивалентное напряжение, угол поворота коленчатого вала (по первому цилиндру), коэффициент запаса прочности	Номер колена					
	1	2	3	4	5	6
Выход смазочного отверстия шатунной шейки						
Напряжение, МПа	86,051	85,481	85,644	85,363	92,998	85,004
У.п.к.в., град	10	245	490	130	610	370
Коэффициент запаса прочности	3,823	3,849	3,841	3,854	3,538	3,870
Галтель сопряжения шатунной шейки со щекой						
Напряжение, МПа	110,735	110,076	110,421	110,204	116,192	109,928
У.п.к.в., град	10	245	490	130	610	370
Коэффициент запаса прочности	2,075	2,087	2,081	2,085	1,978	2,090

Примечания:

1. В таблице приведены наибольшие по у.п.к.в. φ значения эквивалентных напряжений.
2. Предельное допускаемое напряжение равно 129,5 МПа.

Ниже приведены результаты расчета 5-го колена в первом опасном положении при пуске ($c_{\text{П}} = 1{,}2$):

выход смазочного отверстия в коренной шейке:

эквивалентное напряжение, МПа — 59;

коэффициент запаса прочности — 5,58;

галтель сопряжения коренной шейки со щекой:

эквивалентное напряжение, МПа — 228;

коэффициент запаса прочности — 1,44;

выход смазочного отверстия шатунной шейки:

эквивалентное напряжение, МПа — 151;

коэффициент запаса прочности — 2,18;

галтель сопряжения шатунной шейки со щекой:

эквивалентное напряжение, МПа — 193;

коэффициент запаса прочности — 1,71.

Пример 2 Выполнить расчет на усталостную прочность коленчатого вала двигателя типа 6Ч23/30-1000 с помощью одномерной модели. Использовать исходные данные примера 1.

Поскольку расчет выполнен на компьютере, то промежуточные результаты не приведены. Итоговые результаты сведены в табл. А4 — А7.

Таблица А4

Коренные шейки

№ шейки	Крутящий момент $\cdot 10^{-3}$, Н·м		Касательное напряжение, МПа		Номинальные значения касательного напряжения, МПа		Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям	
	max	min	max	min	амплитуда	среднее	на краю смазочного отверстия	в галтели
2	8,142	–5,478	10,638	–7,157	7,96	0,79	5,175	10,62
3	10,864	–8,414	14,194	–10,993	12,11	1,11	4,053	4,67
4	9,216	–5,612	12,041	–7,333	8,82	1,50	5,236	4,31
5	10,952	–8,223	14,308	–10,744	11,87	1,24	4,071	4,32
6	9,926	–11,243	12,968	–14,689	10,18	2,93	3,729	4,12
7	8,200	–7,039	10,713	–9,197	6,09	4,53	5,141	5,63

Таблица А5

Шатунные шейки (кручение)

№ колена	Касательное напряжение, МПа		Номинальные значения касательного напряжения, МПа		Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям	
	max	min	амплитуда	среднее	на краю смазочного отверстия	в галтели
1	5,891	–3,964	4,41	0,44	12,436	12,089
2	13,506	–8,781	10,35	0,58	5,493	5,340
3	14,503	–10,064	11,48	1,41	4,993	4,854
4	13,811	–9,756	11,24	1,49	5,208	5,063
5	14,522	–13,328	11,91	2,11	4,458	4,332
6	13,114	–13,227	8,80	4,24	4,714	4,580

Таблица А6

Шатунные шейки (изгиб)

№ колена	Нормальное напряжение на краю смазочного отверстия, МПа		Нормальное напряжение в галтели, МПа		Коэффициент запаса прочности			
					на краю смазочного отверстия		в галтели	
	max	min	max	min	при изгибе	общий	при изгибе	общий
1	11,782	–7,927	15,709	–10,570	9,180	7,386	7,334	6,270
2	11,782	–7,927	15,709	–10,570	9,180	4,714	7,334	4,317
3	11,782	–7,927	15,709	–10,570	9,180	4,386	7,334	4,048
4	11,782	–7,927	15,709	–10,570	9,180	4,530	7,334	4,166
5	11,782	–7,927	15,709	–10,570	9,180	4,010	7,334	3,730
6	11,782	–7,927	15,709	–10,570	9,180	4,193	7,334	3,885

Таблица А7

Щеки

№ колена	Нормальное напряжение в галтели, МПа				Коэффициенты запаса прочности в галтели шейки			
	коренной шейки		шатунной шейки		при изгибе		общий	
	max	min	max	min	коренной	шатунной	коренной	шатунной
1	58,174	–37,681	45,834	–29,688	1,326	1,313	1,313	1,684
2	58,174	–37, 681	45,834	–29, 688	1,326	1,268	1,268	1,621
3	58,174	–37, 681	45,834	–29, 688	1,326	1,259	1,259	1,605
4	58,174	–37, 681	45,834	–29, 688	1,326	1,262	1,262	1,612
5	58,174	–37, 681	45,834	–29, 688	1,326	1,240	1,240	1,583
6	58,174	–37, 681	45,834	–29, 688	1,326	1,250	1,250	1,594

Пример 3. Выполнить расчеты коленчатого вала двигателя типа 6Ч23/30-1000 методом конечных элементов с использованием системы *I-DEAS*. Анализ ограничить наиболее нагруженным коленом, расположенным между 5-й и 6-й коренными шейками. Опоры считать абсолютно жесткими. Исходные данные принять такими же, что и в примере 1, но диаметр шатунной шейки считать равным 125 мм (перекрытия шеек нет).

Созданное в системе *CAD* изображение конструкции приведено на рис. А1.

На основании анализа действующих нагрузок определены 4 расчетных случая нагружения для колена, расположенного между 5-й и 6-й коренными шейками:

1. Максимальный крутящий момент

$\Xi T_{tqi}[5, \max] = 11633$ Н·м

— набегающий крутящий момент на 5-й коренной шейке;

$\Xi T_{tqi}[6, \max] = 8123$ Н·м

— набегающий крутящий момент на 6-й коренной шейке;

$Z[6, j] = -63596$ Н — радиальная сила на шатунной шейке;

$T[6, j] = -23395$ Н — тангенциальная сила на шатунной шейке.

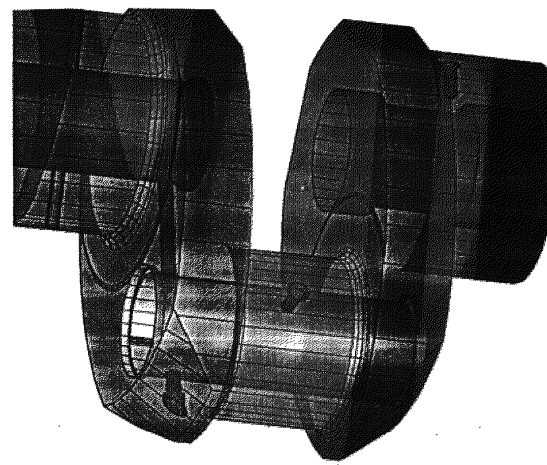


Рис. А1

2. Минимальный крутящий момент

$\Xi T_{tqi}[5, \min] = -8077$ Н·м — набегающий крутящий момент на 5-й коренной шейке;

$\Xi T_{tqi}[6, \min] = -5248$ Н·м — набегающий крутящий момент на 6-й коренной шейке;

$Z[6,i] = -36980$ Н — радиальная сила на шатунной шейке;

$T[6,i] = 18660$ Н — тангенциальная сила на шатунной шейке.

3. Максимальный изгибающий момент

$\Xi T_{tqi}[5,i] = 250$ Н·м — набегающий крутящий момент на 5-й коренной шейке;

$\Xi T_{tqi}[6,i] = 7630$ Н·м — набегающий крутящий момент на 6-й коренной шейке;

$Z[6,\ i] = 191513$ Н — радиальная сила на шатунной шейке,

$T[6,i] = 34174$ Н — тангенциальная сила на шатунной шейке.

4. Минимальный изгибающий момент

$\Xi T_{tqi}[5,i] = 9592$ Н·м — набегающий крутящий момент на 5-й коренной шейке;

$\Xi T_{tqi}[6,i] = 7732$ Н·м — набегающий крутящий момент на 6-й коренной шейке;

$Z[6,i] = -69489$ Н — радиальная сила на шатунной шейке;

$T[6,i] = -12400$ Н — тангенциальная сила на шатунной шейке.

Расчетные случаи 1, 2 и 3, 4 определяют амплитудные значения сил и моментов, необходимые для расчета усталостных напряжений, действующих в элементах конструкции коленчатого вала.

Распределение эквивалентных напряжений в глобальной модели колена показано на рис. А2 (вариант нагружения 3), в локальной модели коренной

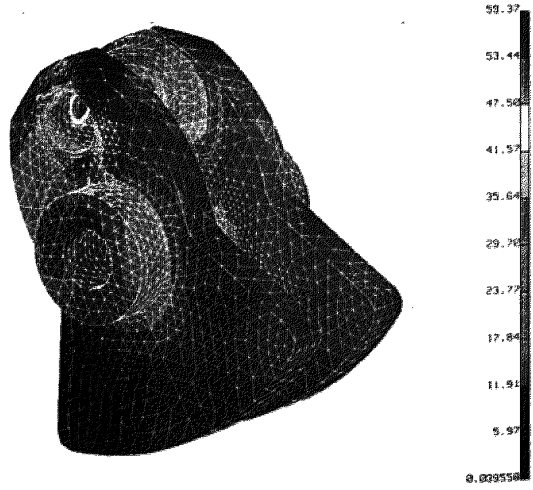


Рис. А2

шейки — на рис. А3 (вариант нагружения 3), в локальной модели шатунной шейки — на рис. А4 (вариант нагружения 1).

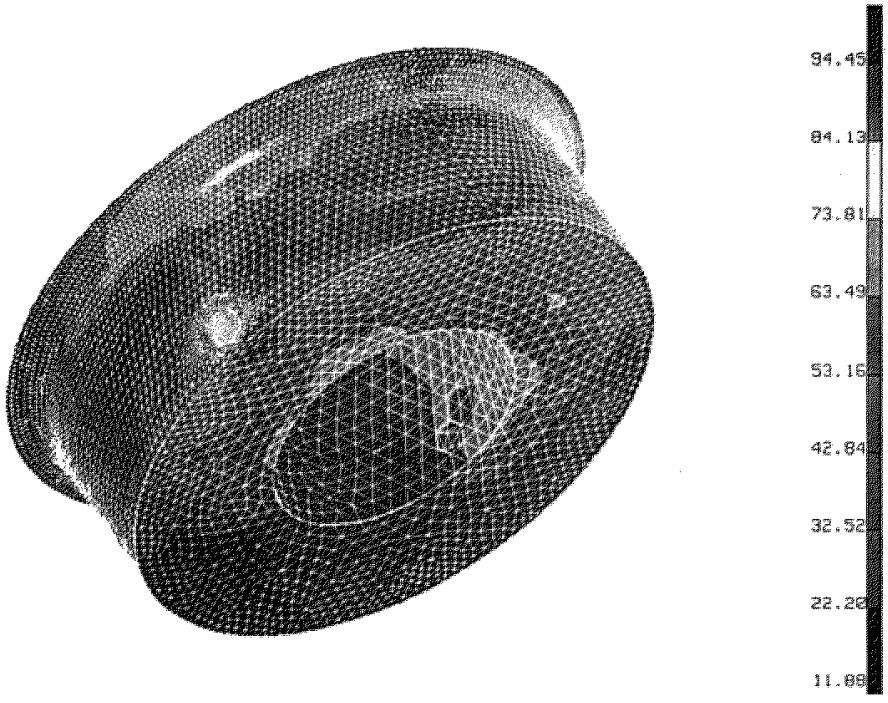


Рис. А3

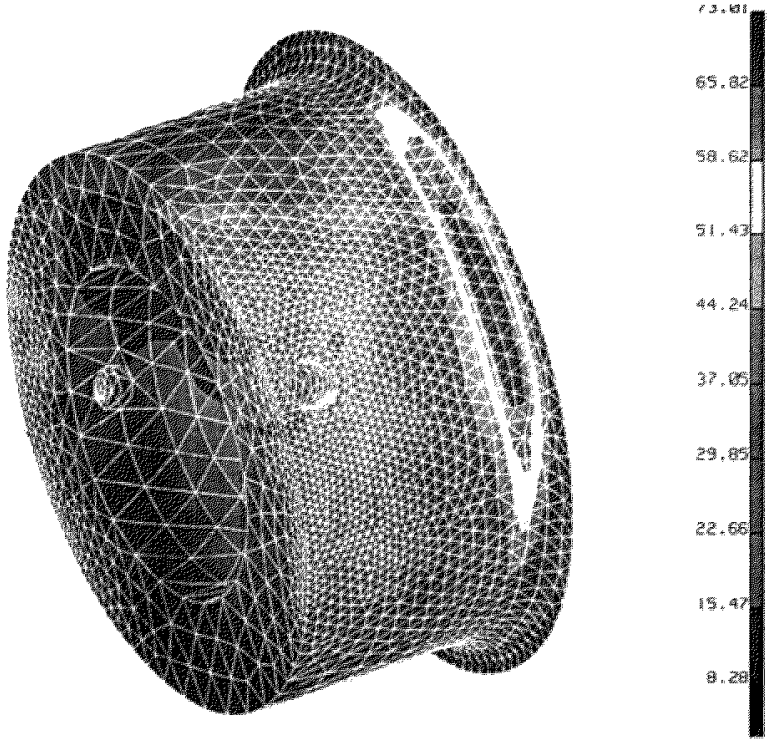


Рис. А4

Наибольшие эквивалентные напряжения, а также компоненты тензора напряжений σ_x, σ_y, σ_z, τ_{xy}, τ_{yz}, τ_{zx} приведены в табл. А8.

Таблица А8

Напряжения, МПа	Коренная шейка (кручение)				Шатунная шейка (кручение)			
	Галтель		Отверстие		Галтель		Отверстие	
	$T_{iq\,\mathrm{K\,max}}$	$T_{iq\,\mathrm{K\,min}}$	$T_{iq\,\mathrm{K\,max}}$	$T_{iq\,\mathrm{K\,min}}$	$T_{iq\,\mathrm{K\,max}}$	$T_{iq\,\mathrm{K\,min}}$	$T_{iq\,\mathrm{K\,max}}$	$T_{iq\,\mathrm{K\,min}}$
σ_x	–48	–19	14	–11	1	–4	–23	–15
σ_y	–41	–17	26	–16	18	–7	–15	–20
σ_z	–14	–11	46	–27	24	–14	–40	–12
τ_{xy}	12	2	–10	8	–14	5	12	7
τ_{yz}	10	19	31	–19	–24	9	21	13
τ_{zx}	–46	–10	–14	11	31	–8	–25	–8
$\sigma_э$	89	—	68	—	73	—	63	—
σ_x	–62	1	–18	–15	–43	–12	–81	–3
σ_y	–46	4	–21	–20	–3	0	–17	–5
σ_z	–27	5	–14	–12	–13	9	–19	–9
τ_{xy}	–1	2	13	7	–2	–2	25	7
τ_{yz}	12	10	13	13	1	–2	–4	–4
τ_{zx}	60	–3	–13	–8	–33	3	16	12
$\sigma_э$	110	—	38	—	67	—	81	—

Результаты расчета коренной и шатунной шеек на усталостную прочность приведены в табл. А9.

Таблица А9

Определяемая величина	Коренная шейка				Шатунная шейка			
	Кручение		Изгиб		Кручение		Изгиб	
	Галтель	Отверстие	Галтель	Отверстие	Галтель	Отверстие	Галтель	Отверстие
K_σ	1	1	1	1	1	1	1	1
ε_σ	0,52	0,52	0,52	0,52	0,54	0,54	0,54	0,54
β_σ	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
σ_{xa}, МПа	14,5	12,5	31,5	1,5	2,5	17,5	16	39

Окончание табл. А9

Определяемая величина	Коренная шейка				Шатунная шейка			
	Кручение		Изгиб		Кручение		Изгиб	
	Галтель	Отверстие	Галтель	Отверстие	Галтель	Отверстие	Галтель	Отверстие
σ_{ya}, МПа	12	21	25	0,5	12,5	12	1,5	6
σ_{za}, МПа	1,5	36,5	16	1	19	31,5	11	5
τ_{xya}, МПа	5	9	1,5	3	9,5	8,5	0,5	9
τ_{yza}, МПа	4,5	25	1	0,5	16,5	16,5	1,5	0
τ_{zxa}, МПа	18	12,5	31,5	2,5	19,5	19	18	2
σ_a, МПа	35,4	55,1	56,3	6,9	49,4	49,2	33,8	37,2
σ_{xm}, МПа	–33,5	1,5	–30,5	–16,5	–1,5	–5,5	–27	–42
σ_{ym}, МПа	–29	5	–21	–20,5	5,5	–3	–1,5	–11
σ_{zm}, МПа	–12,5	9,5	–11	–13	5	–8,5	–2	–14
τ_{xym}, МПа	7	–1	0,5	10	–4,5	2,5	–1,5	16
τ_{yzm}, МПа	14,5	6	11	13,5	–7,5	3,5	–0,5	–4
τ_{zxm}, МПа	–28	–1,5	28,5	–10,5	11,5	–6	–15	14
σ_m, МПа	9,8	13,1	14,7	–1	20,1	0,9	13,3	3,7
ψ_σ	0,226	0,226	0,226	0	0,227	0,225	0,226	0,225
σ_y, МПа	87,1	130,2	138,5	16,5	118,6	113,9	81,1	86,6
c	3,6	2,4	2,2	19	2,6	2,7	3,8	3,6
c_a	3,7	2,5	2,3	19	2,7	2,7	3,9	3,6
c_e	7,7	10,3	6,3	18,4	9,5	11,1	10,4	8,6

Анализ табл. А9 показывает, что элементы конструкции коленчатого вала двигателя 6Ч23/30-1000 удовлетворяют критериям статической и усталостной прочности при действии расчетных нагрузок. Минимальный запас по усталостной прочности для коренных шеек составляет: в галтелях $c = 2{,}2$, на выходе смазочных отверстий $c = 2{,}4$; для шатунных шеек: в галтелях $c = 2{,}6$, на выходе смазочных отверстий $c = 2{,}7$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. / Под ред. А. С. Орлина и М. Г. Круглова. — М.: Машиностроение, 1984. — 384 с.

2. Байков Б. П. Дизели: справочник / В. А. Ваншейдт, И. П. Воронов, Л. В. Гендлер и др. Под общ. ред. В. А. Ваншейдта. — М.—Л.: Машиностроение, 1964. — 600 с.

3. Биргер И. А. и др. Расчет на прочность деталей машин. — М.: Машиностроение, 1979. — 702 с.

4. Танатор Д. Б. Компоновка и расчет на прочность судовых дизелей. — Л.: Морской транспорт, 1963.

5. Российский морской регистр судоходства. Правила классификации и постройки морских судов. — СПб., 1999.

6. Котельников Л. Д., Салтыков М. А. Метод статического расчета коленчатого вала с учетом несоосности и упругой податливости опор. // Известия вузов. Машиностроение, 1969, №5, с. 60 — 66.

7. Российский Речной Регистр. Правила (в 3-х т.). Т. 2. — М.: Марин инжиниринг сервис, 1995.

8. Germanischer Lloyd. Richtlinien für die Berechnung von Kurbelwellen für Verbrennungsmotoren, 1995

gost.e-ecolog.ru