

**ВЕСТНИК
САРАТОВСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
ТЕХНИЧЕСКОГО
УНИВЕРСИТЕТА
2010**

**№ 3 (46)
Выпуск 1**

Научно-технический журнал

Издается с 2003 г.
Выходит один раз в квартал
Июль 2010 г.

*Журнал включен в перечень ведущих
рецензируемых журналов и научных изданий,
утвержденный президиумом ВАК
Министерства образования и науки РФ,
в которых публикуются основные научные
результаты диссертаций на соискание
ученых степеней доктора и кандидата наук*

Главный редактор

д.и.н., профессор И.Р. Плеве

Зам. главного редактора

д.т.н., профессор А.А. Сытник

Ответственный секретарь

д.т.н., профессор А.А. Игнатьев

Редакционный совет: д.э.н. В.Р. Атоян, д.т.н. В.И. Волчихин, д.т.н. В.А. Голенков,
д.и.н. В.А. Динес, д.х.н. В. Зеленский (Польша), д.т.н. В.А. Игнатьев, д.т.н. В.В. Калашников,
д.т.н. И.А. Новаков, д.и.н. И.Р. Плеве (председатель), д.т.н. А.Ф. Резчиков,
д.социол.н. С.Б. Суровов, д.т.н. А.А. Сытник (заместитель председателя), д.ф.-м.н. Ян
Аврейцевич (Польша), д.э.н. Улли Арнольд (Германия), д.ф.-м.н. Энтони Мерсер
(Великобритания), д.э.н. Эде Соузе Феррейра (Португалия), д.т.н. Т. Чермак (Чехия), д.э.н.
Ю.В. Шленов.

Редакционная коллегия: д.т.н. К.П. Андрейченко, д.т.н. Ю.С. Архангельский,
д.ф.н. А.С. Боршов, д.т.н. А.С. Денисов, д.т.н. Ю.Г. Ивашенко, д.т.н. Ю.Н. Климошкин,
д.т.н. В.А. Коломейцев, д.т.н. А.В. Королев, д.т.н. В.А. Крысько, д.и.н. Г.В. Лобачева,
д.т.н. В.И. Лысак, д.т.н. В.Н. Лясников, д.т.н. А.И. Финаенов, д.т.н. М.А. Щербаков.

Редактор О.А. Панина
Компьютерная верстка Ю.Л. Жупиловой
Перевод на английский язык Ю.С. Ольховцевой

Адрес редакции:
Саратов, 410054, ул. Политехническая, 77
Телефон: (845 2) 99-86-38
E-mail: vestnik @ sstu. ru
<http://dni.sstu.ru/vestnik.nsf>
Факс: (845 2) 52-53-02

Подписано в печать 30.07.10
Формат 60×84 1/8 Бум. офсет.
Усл. печ. л. 41,5 Уч.-изд. л. 40,0
Тираж 500 экз. Заказ 292
Отпечатано в Издательстве СГТУ,
410054, г. Саратов, ул. Политехническая, 77

Полная электронная версия журнала размещена в системе РИНЦ
в открытом доступе на платформе eLIBRARY.RU

Подписной индекс 18378
(каталог «Газеты. Журналы» на 2-е полугодие 2010 г.)

ISSN 1999-8341

© Саратовский государственный
технический университет, 2010

4. Болдырев А.И. Обеспечение заданного качества поверхностного слоя каналов комбинированной обработкой / А.И. Болдырев // Известия ОрелГТУ. 2009. № 2-3/274(560). С. 59-63.

Болдырев Александр Иванович –
кандидат технических наук, профессор,
заведующий кафедрой
«Технология машиностроения»
Воронежского государственного
технического университета

Boldyrev Aleksander Ivanovich –
Candidate of Technical Sciences, Professor,
Head of the Department
of «Technology of Machine Building»
of Voronezh State Technical University

Статья поступила в редакцию 28.04.10, принята к опубликованию 14.07.10

УДК 629.113.004.67

А.С. Денисов, Б.Ф. Тугушев, Е.Ю. Горшенина

ОЦЕНКА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА АВТОТРАКТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Проведен анализ усталостной прочности и усталостных разрушений коленчатого вала двигателя КамАЗ-740. Обоснованы теоретические зависимости и сделаны соответствующие выводы.

Коленчатый вал, усталостное разрушение, стержневая система, фотоупругость, метод конечных элементов.

A.S. Denisov, B.F. Tugushev, E.Yu. Gorshenina

STRESS-DEFORMED STATE EVALUATION OF AUTOMOBILE AND TRACTOR ENGINE CRANKSHAFT

This is a research of KAMAZ-740 crankshaft fatigue durability, fatigue failure and resource. Certain theoretical formulas and recommendations are introduced in the article.

Crankshaft, fatigue failure, beam system, photo elasticity, finite element method.

При работе коленчатый вал (КВ) подвергается действию радиальных и тангенциальных составляющих сил, приложенных к его шатунным шейкам, центробежных сил вращающихся масс, реакций опор, а также момента сопротивления вращению трансмиссии, периодическое действие которых вызывает появление упругих колебаний КВ (изгибных и крутильных).

Особенно высокие нагрузки несут шатунные шейки и щеки КВ. Характер разрушений элементов КВ показывает на преимущественное действие изгибающих моментов и меньшее действие крутящего момента. Усталостные разрушения (трещины) начинаются в области концентраторов напряжений (галтели, отверстия для смазки, грязеуловители). Нарастание

степени усталостных разрушений в элементах КВ в процессе эксплуатации носит преимущественно стохастический характер.

Наиболее часто усталостное разрушение вала происходит по щеке в зоне перекрытия шатунных и коренных шеек (рис. 1), которое для двигателей КамАЗ-740 составляет 27,5 мм при номинальном размере шеек.

Для нормальных напряжений σ_u от изгибающей нагрузки справедливо:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W}, \quad (1)$$

где M_u – изгибающий момент (в процессе эксплуатации практически не меняется); W – момент сопротивления сечения на изгиб.

При перешлифовывании коренных и шатунных шеек на последний ремонтный размер перекрытие сокращается на 2 мм (7,2%). Расчеты показывают, что уровень напряжений изгиба повышается при этом в среднем на 8%.

Существенно снижается несущее сечение в процессе эксплуатации за счет распространения усталостных трещин от очагов (в данном случае галтелей), что показано на рис. 1.

Для анализа силового взаимодействия шатунной и коренной шеек в зоне их перекрытия рассмотрим плоскую модель, представленную на рис. 2 а. Здесь Z – равнодействующая сила, передаваемая от шатунов; Z_A, Z_B – реакции опор. Для простоты рассмотрим только правую часть модели, где $l_{щ}$ – толщина щеки; $l_{ку}$ – длина коренной шейки; p – величина перекрытия шеек. В зоне перекрытия сплошной металл заменен неизменяемой стержневой системой, состоящей из стержней 2-1, 2-4 и 3-4. Сами стержни имеют шарнирные соединения в соответствующих узлах и могут испытывать только осевые нагрузки в виде растягивающих или сжимающих усилий. Если рассечь стержневую систему линией 1-1 и рассмотреть правую часть (рис. 2 б), можно легко определить усилия в самих стержнях.



Рис. 1. Форма усталостного разрушения коленчатого вала по щеке

Очевидно, что:

$$R_{2-1} = \frac{Z_b \cdot \left(\frac{l_{ку}}{2} + l_{щ} \right)}{p}; \quad (2)$$

$$R_{2-4} = \frac{Z_b \cdot \sqrt{p^2 + l_{щ}^2}}{p}; \quad (3)$$

$$R_{3-4} = \frac{Z_b \cdot \frac{l_{ки}}{2}}{p} \quad (4)$$

В формулах (2)-(4) R_{i-j} – усилие, передаваемое стержнем; i – узел, на который передается усилие стержнем; j – узел, от которого передается это усилие.

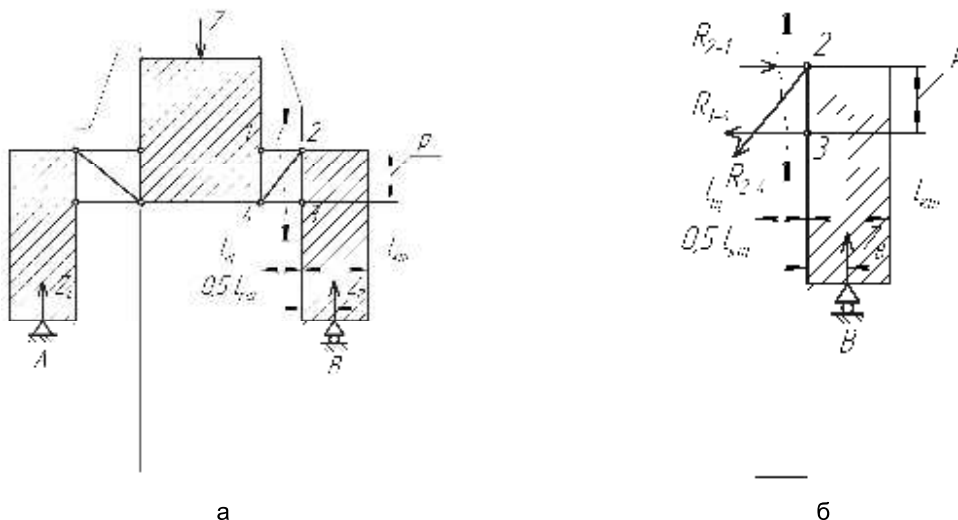


Рис. 2. Плоская модель кривошипа коленчатого вала (а) и схема для определения усилий (б)

Верхний стержень 2-1 будет сжат, а два других: 2-4 и 3-4 – растянуты. Если взять в качестве примера перекрытие между 4-ми коренной и шатунной шейками двигателя КамАЗ-740, то $l_{ш} \approx 27$ мм (с учетом надгалтельных буртиков), $l_{ки} \approx 36$ мм, $p = 27,5$ мм, то получается, что $R_{2-1} = 1,64 \cdot Z_b$; $R_{2-4} = 1,40 \cdot Z_b$; $R_{3-4} = 0,66 \cdot Z_b$. Из этого следует, что самое большое растягивающее усилие – в стержне 2-4 и оно сопровождается растягивающим усилием в стержне 3-4, которое составляет 47% от нагрузки в 2-4. Усилие в стержне 2-1 хоть и на 17,1% превышает нагрузку в 2-4, но оно сжимающее, поэтому считаем, что не несет ответственность за разрушение детали, а опасное сечение соответствует расположению стержня 2-4, что, в общем-то, хорошо видно на практическом примере (рис. 1). Далее перейдем к геометрии опасного сечения, моделью которого служит стержень 2-4.

Для разработки модели, пригодной к анализу процесса разрушения, рассмотрим схему перекрытия шеек (рис. 3 а).

Исходя из нее, для величины перекрытия шеек p , имеем:

$$p = R_k + R_{ш} - r, \quad (5)$$

где R_k – радиус коренной шейки; $R_{ш}$ – радиус шатунной шейки; r – радиус кривошипа.

Для КВ двигателя КамАЗ-740 при радиусе кривошипа 60 мм, номинальном диаметре коренной шейки 95 мм и шатунной – 80 мм величина p соответствует 27,5 мм (5), что указывалось выше. Теперь задача состоит в определении координат точек B и C (точек пересечения контуров коренной и шатунной шеек) относительно осей X и Y . Исходя из правил аналитической геометрии [1], имеем:

– уравнение окружности коренной шейки:

$$x^2 + y^2 = R_k^2, \quad (6)$$

– уравнение окружности шатунной шейки:

$$x^2 + (y - r)^2 = R_{ш}^2. \quad (7)$$

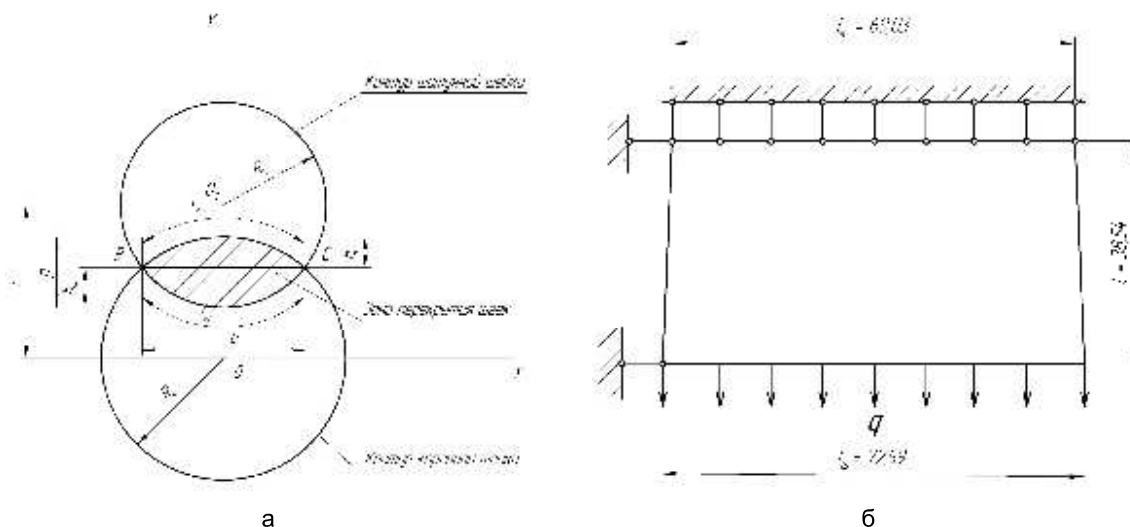


Рис. 3. Схема перекрытия шеек коленчатого вала (а), плоская модель опасного сечения и схема ее нагружения (б)

В уравнениях (6) и (7) x и y – координаты точек окружностей шеек. Решая систему уравнений (6) и (7) при вышеуказанных размерах, получаем координаты точек пересечения окружностей шатунной и коренной шеек (в мм) относительно центра окружности коренной: $B(-31,594; 35,469)$; $C(31,594; 35,469)$. Отсюда вычисляем все недостающие параметры схемы на рис. 3 а.

Тогда:

$$a = 2 \cdot |x| = 63,188 \text{ (мм)}, \quad (8)$$

где a – хорда перекрытия шеек.

Для определения стрелы сегмента коренной шейки h_k и стрелы сегмента шатунной шейки $h_{ш}$ используем следующие зависимости:

$$h_k = R_k - y = 12,031 \text{ (мм)}; \quad (9)$$

$$h_{ш} = R_{ш} - (r - y) = 15,469 \text{ (мм)}. \quad (10)$$

Для определения длины дуги перекрытия, соответствующей коренной шейке l_k и длины дуги перекрытия, соответствующей шатунной шейке $l_{ш}$, используем значения из (8)-(10) и формулы из [1]:

$$l_k = \sqrt{a^2 + \frac{16}{3} \cdot h_k^2} = 69,027 \text{ (мм)}; \quad (11)$$

$$l_{ш} = \sqrt{a^2 + \frac{16}{3} \cdot h_{ш}^2} = 72,587 \text{ (мм)}. \quad (12)$$

Мы сделали допущение, что эти дуги представляют собой границы опасного сечения вдоль направляющей линии цилиндрических поверхностей шеек. Длину опасного сечения l с некоторым допущением можно определить из рис. 2 а по формуле:

$$l = \sqrt{l_{ш}^2 + p^2} = 38,539 \text{ (мм)}. \quad (13)$$

Численное значение здесь определено для щеки, расположенной между 4-й коренной и 4-й шатунной шейками КВ двигателя КамАЗ-740 с учетом надгалтельных буртиков.

Таким образом, мы можем также с некоторыми допущениями представить опасное сечение в виде плоской модели, к которой приложено растягивающее усилие (рис. 3 б).

Модель представляет собой равнобедренную трапецию, верхнее и нижнее основания которой равны длинам опорных дуг l_k и $l_{ш}$, вычисленным по формулам (11) и (12), а высота равна величине l , вычисленной по формуле (13). Верхнее основание имеет распределенную связь по оси Y и лишено перемещений по оси X . Нижнее основание нагружено распределенной (условно считаем, что равномерно распределенной) нагрузкой q , направленной вдоль оси Y , также нижнее основание лишено перемещений вдоль оси X . Отсутствие перемещений по оси X моделирует влияние на опасное сечение оставшейся части щеки, включая противовес, которые не испытывают рассматриваемых нагрузок. Проведенный эксперимент на прозрачной модели в поляризованном свете (рис. 4) показал сходство линий распределения напряжений с линиями развития трещин в перекрытии шеек на реальной детали (рис. 1). При совершенствовании коленчатого вала и обосновании способов его восстановления необходимо учитывать особенности усталостных разрушений.

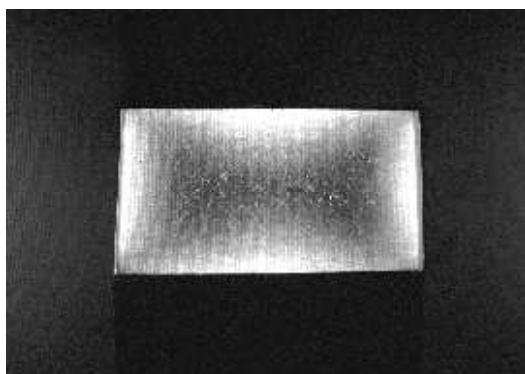


Рис. 4. Распределение напряжений в прозрачной модели, видимое в поляризованном свете

Это в первую очередь относится к недопущению холодной правки валов, что снижает усталостную прочность на 30% и более [2, 3]. Аналогичное действие оказывает сетка микротрещин в зоне разреза штампа (на 20-40%) [2, 3]. Накатка галтелей роликом повышает усталостную прочность на 15% [2, 3]. Все эти факторы следует учитывать и при разработке технологий восстановления вала.

Главным критерием любого моделирования в рассматриваемой области является соответствие характера разрушения реального объекта с характером прогнозируемого разрушения модели [4]. Объектом исследования служил коленчатый вал двигателя КамАЗ-740, восстановленный с использованием наплавочной технологии, выполненной под слоем флюса АН-348А проволокой 1,6Нп-30ХГСА ГОСТ 10543-98. Вал был наплавлен и шлифован, после чего проводились эксплуатационные испытания до момента его разрушения. Разрушение произошло в двух местах: поперек четвертой кривошипной шейки со стороны заднего торца детали и в зоне прилегающей щеки со стороны переднего фланца вала (рис. 5).

Классическая схема нагружения для расчета коленчатого вала представлена на рис. 6 [5]. При проектировании коленчатого вала его размеры намечают на основании ориентировочных эмпирических соотношений, согласуя их с компоновочными размерами двигателя. После составления эскиза коленчатые валы рассчитывают на прочность и износ, в результате чего размеры отдельных его элементов определяют окончательно. Расчетными нагрузками при этом являются радиальная Z и тангенциальная T (действующая на плече, равном радиусу кривошипа r) составляющие суммарных сил. Точный расчет коленчатого вала на прочность, вследствие сложности его формы, практически невозможен [5]. Применяют, главным образом, расчет коленчатого вала как плоской двухопорной рамы, один конец которой опирается на подвижный шарнир, а другой – на неподвижный. Осевые нагрузки при этом отсутствуют.



Рис. 5. Характер разрушения шейки коленчатого вала в результате эксплуатационных испытаний

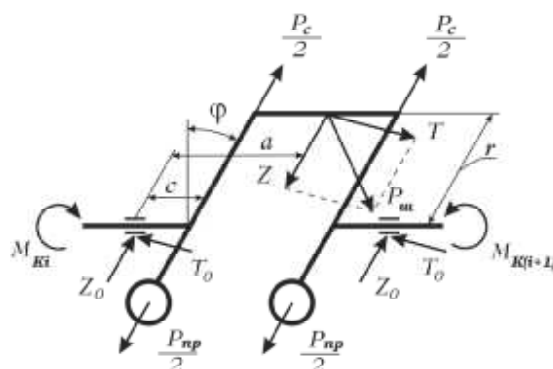


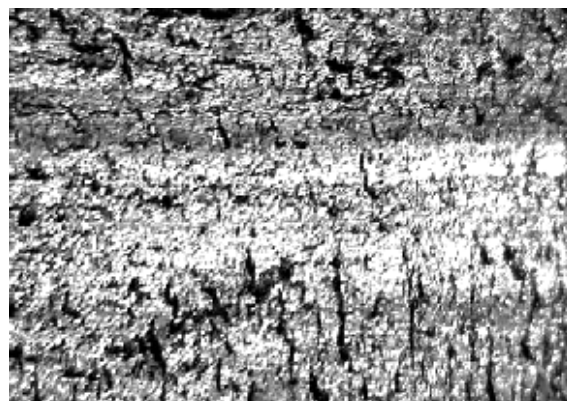
Рис. 6. Классическая расчетная схема коленчатого вала [5]

Изучение причин поломок коленчатых валов показывает, что в большинстве случаев они являются следствием усталости материала детали. Элементы фратографического исследования здесь представлены на рис. 7.

Наиболее опасными в этом отношении участками коленчатого вала являются те, где может возникнуть значительная концентрация напряжений. Априорно всегда известно, что в шатунных и коренных шейках опасными местами являются края отверстий для смазки, а в щеках – сопряжения их с шейками. Практический опыт лабораторных испытаний и эксплуатации показывает, что в предельном состоянии коленчатый вал, как правило, бывает разрушен в результате действия нормальных напряжений, вызванных изгибающими нагрузками в плоскости кривошипа. Крайне редко коленчатые валы имеют характерный вид разрушения от кручения. Теоретически процесс распределения внутренних напряжений в коленчатом вале можно описать, применяя сеточные или вариационные методы расчета. Метод конечных элементов относится к разряду вариационных.



а



б

Рис. 7. Макроструктуры изломов: а – переход зоны развития усталостной трещины в зону хрупкого разрушения в щеке (50:1); б – зона развития усталостной трещины в шейке коленчатого вала (50:1)

Одна из целей данной работы – смоделировать возможную картину разрушения с использованием метода конечных элементов, что постепенно становится стандартом при проведении научных и инженерных расчетов. Были допущения:

- во-первых, мы рассмотрели плоскую модель, имеющую очертания проекции фрагмента реального коленчатого вала на плоскость, параллельную плоскости кривошипа (рис. 8 а);
- во-вторых, в силу закономерности из [5]:

$$M_{u3} = Z_0 a - \left(\frac{P_{np}}{2} - \frac{P_c}{2} \right) (a - c) , \quad (14)$$

где $M_{из}$ – величина изгибающего момента; Z_0 – реакция опоры в плоскости кривошипа; a – расстояние от опоры до середины кривошипной шейки; P_{np} – центробежная сила инерции от вращения противовесов; P_c – центробежная сила инерции от вращения кривошипа; c – расстояние от опоры до щеки вала, мы пренебрегли составляющими P_{np} и P_c , условно считая, что они уравновешивают друг друга;

– в-третьих, нагрузку на кривошипную шейку от двух шатунов мы заменили равномерно распределенной нагрузкой и приравняли ее к единице, последнее, в пределах закона Гука, не ведет к изменению соотношений между собой величин внутренних напряжений, поэтому картина распределения их в детали остается прежней;

– в-четвертых, концентрированные опоры по серединам коренных шеек мы заменили распределенными опорами с теми же степенями свободы, что и на схеме, изображенной на рис. 6;

– в-пятых, учитывая, что максимальная нагрузка от давления газов передается через шатун при угле поворота коленчатого вала φ равном, примерно, 15° от верхней мертвой точки такта сжатия, практически вся эта нагрузка $P_{ш}$, в силу малости указанного угла, прикладывается в качестве перерезывающей силы к кривошипной шейке, а тангенциальная составляющая T весьма невелика, так же как и T_0 , по этой же причине мы не рассматриваем набегаящий M_{Ki} и сбегаящий $M_{K(i+1)}$ крутящие моменты.

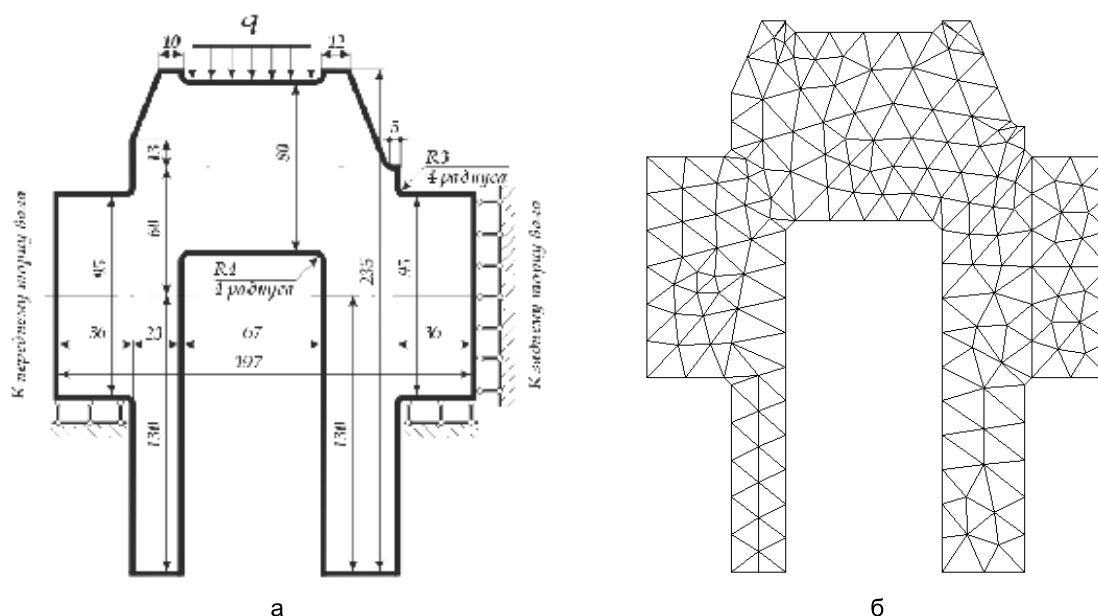


Рис. 8. Схема нагружения модели четвертого кривошипа коленчатого вала двигателя КамАЗ-740 (а) и схема конечных элементов (б)

Аппроксимация проводилась треугольными элементами. Разбиение на конечные элементы представлено на рис. 8 б. Схема предусматривала 194 узла, что было вполне достаточно для визуализации результатов. Расчет осуществлялся в среде программы Elcut 4.2. Оценка напряженного состояния проводилась по критерию фон Мизеса σ_e , для которого формула в общем виде выглядит так:

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}, \quad (15)$$

где σ_1 , σ_2 и σ_3 – главные напряжения, упорядоченные по убыванию. При этом в конкретно рассматриваемом двумерном случае $\sigma_3 = 0$. Результаты расчета представлены на рис. 9 а. Теперь можно сравнить данные рис. 5 и рис. 9 а. На обоих справа (со стороны заднего торца вала) видна характерная S-образная область, проходящая поперек кривошипной шейки. Расположение на рис. 9 а области напряженного состояния слева от кривошипной шейки (со стороны переднего торца вала) также близко к картине профиля излома, изображенного на рис. 5.

Если уменьшить разрешающую способность результатов решения, то можно выделить области, в которых будут возникать значительные напряжения (рис. 9 б). Идентификация этих областей необходима для проведения исследований усталостных трещин при дефектоскопии коленчатого вала при его ремонте.

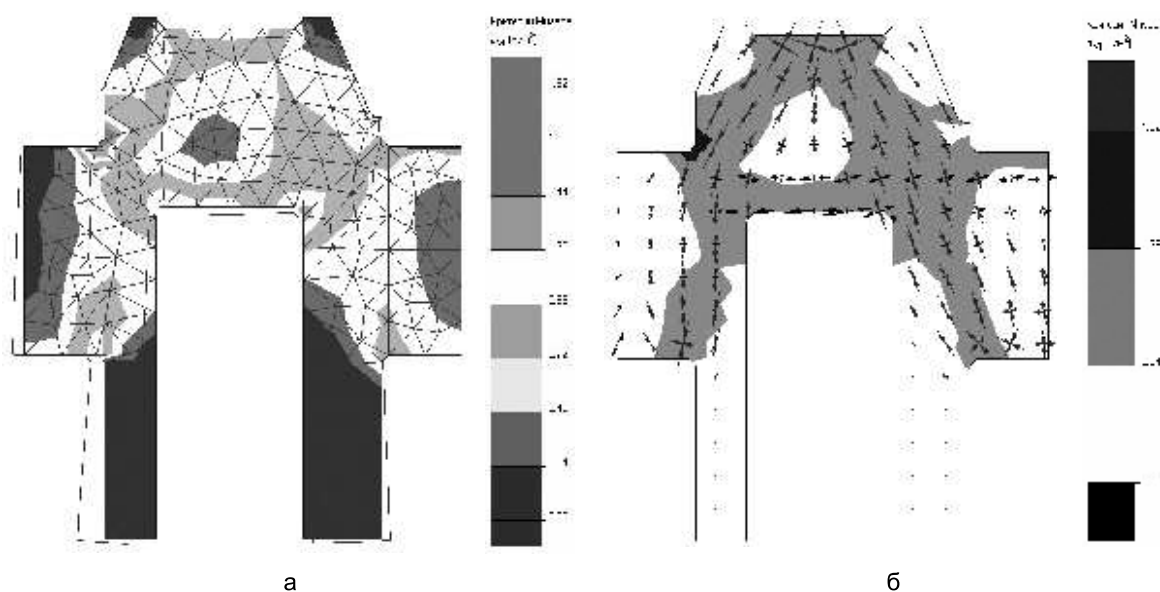


Рис. 9. Результаты расчета (а) и области значительных напряжений в кривошипе (б)

Выводы

Основные разрушения КВ происходят под действием изгибающих нагрузок, вызывающих нормальные напряжения, что подтверждается картиной распространения трещин. При моделировании необходимо учитывать наличие растягивающих напряжений в зоне перекрытия шеек. Результаты расчета по методу конечных элементов подтверждаются характером разрушения детали.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бронштейн И.Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов / И.Н. Бронштейн, К.А. Семендяев; 13-е изд., исправл. М.: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. 544 с.

2. Повышение надежности дизелей ЯМЗ и автомобилей КрАЗ / под ред. Н.С. Ханина. М.: Машиностроение, 1974. 288 с.
3. Долецкий В.А. Увеличение ресурса машин технологическими методами / В.А. Долецкий // Двигатели. Надежность двигателей. М.: Машиностроение, 1978. 216 с.
4. Техническая эксплуатация автомобилей / под ред. Е.С. Кузнецова. М.: Транспорт, 1983. 488 с.
5. Попык К.Г. Автомобильные и тракторные двигатели. Часть II. Конструкция и расчет двигателей / К.Г. Попык, К.И. Сидорин, А.В. Костров; под ред. И.М. Ленина. М.: Высшая школа, 1976. 280 с.

Денисов Александр Сергеевич –
доктор технических наук, профессор,
заведующий кафедрой
«Автомобили и автомобильное хозяйство»
Саратовского государственного
технического университета

Denisov Aleksander Sergeyevich –
Doctor of Technical Sciences, Professor,
Head of the Department of «Automobiles
and Automotive Enterprise»
of Saratov State Technical University

Тугушев Борис Федорович –
кандидат технических наук, доцент кафедры
«Автомобили и автомобильное хозяйство»
Саратовского государственного
технического университета

Tugushev Boris Fedorovich –
Candidate of Technical Sciences,
Associate Professor of the Department of
«Automobiles and Automotive Enterprise»
of Saratov State Technical University

Горшенина Екатерина Юрьевна –
аспирант кафедры
«Автомобили и автомобильное хозяйство»
Саратовского государственного
технического университета

Gorshenina Ekaterina Yuriyevna –
Postgraduate Student of the Department
«Automobiles and Automotive Enterprise»
of Saratov State Technical University

Статья поступила в редакцию 20.05.10, принята к опубликованию 30.06.10

УДК 628.157

В.М. Земсков, Н.В. Краснолудский, И.С. Михельсон

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ НА ВИБРОПРОКОЛ ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ГРУНТОВОЙ СКВАЖИНЫ ПРИ БЕСТРАНШЕЙНОЙ ПРОКЛАДКЕ КОММУНИКАЦИЙ

Предлагается зависимость для определения мощности на вибропрокол горизонтальной грунтовой скважины, на основании которой предполагается на этапе проектирования установок для бестраншейной прокладки коммуникаций обосновывать габариты установки, рассчитывать механизмы привода рабочего наконечника и осевой подачи.

Мощность, вибропрокол, коммуникация, бестраншейная прокладка.