

Марьина Н.Л.

Кандидат технических наук, доцент, Балаковский институт техники,
технологии и управления, г. Балаково, Россия

Марьин Д.Э.

Студент ТМС 4з, Балаковский институт техники, технологии и управления,
г. Балаково, Россия

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНЦЕНТРАТОРОВ НАПРЯЖЕНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ФОРСИРОВАННОГО ДИЗЕЛЯ

Аварийность коленчатых валов все еще велика, причем, как показывают статистические данные, около 80% поломок коленчатых валов форсированных двигателей носят характер усталостного разрушения от изгибных нагрузок. В связи с этим дальнейшая форсировка дизелей требует проведения специальных исследований, направленных в основном на повышение изгибной усталостной прочности валов.

Результаты расчётов напряжений в элементах коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания методом конечных элементов (МКЭ) от действия сил сжатия представлены в таблице 1 и эпюрами на рис.1, 2. Согласно этим эпюрам можно заключить, что напряжения в элементах коленчатого вала распределяются неравномерно.

Таблица 1

Расчётные МКЭ нормальные напряжения в элементах коленчатого вала,
запас усталостной прочности К

Характерные расчётные точки	1	2	3	4	5	6	К
σ	288	-139	159	309	459	608	1,31-10,07
σ	-113	-76,8	-40,4	32,2	68,4	104,7	0,71-4,34

Приведенная методика позволяет определить напряженное состояние противовеса и других элементов коленчатого вала (рис.1, 2, 3). Построив эпюры напряжений представляется оценка эксплуатационной надежности конструкции по критериям «усталостная прочность» и «общая неравномерность распределения напряжений». Указанные критерии позволяют повысить эксплуатационную надежность всех элементов коленчатого вала транспортного дизеля путем введения поверхностного пластического деформирования и изобретения новой конструкции противовеса коленчатого вала.

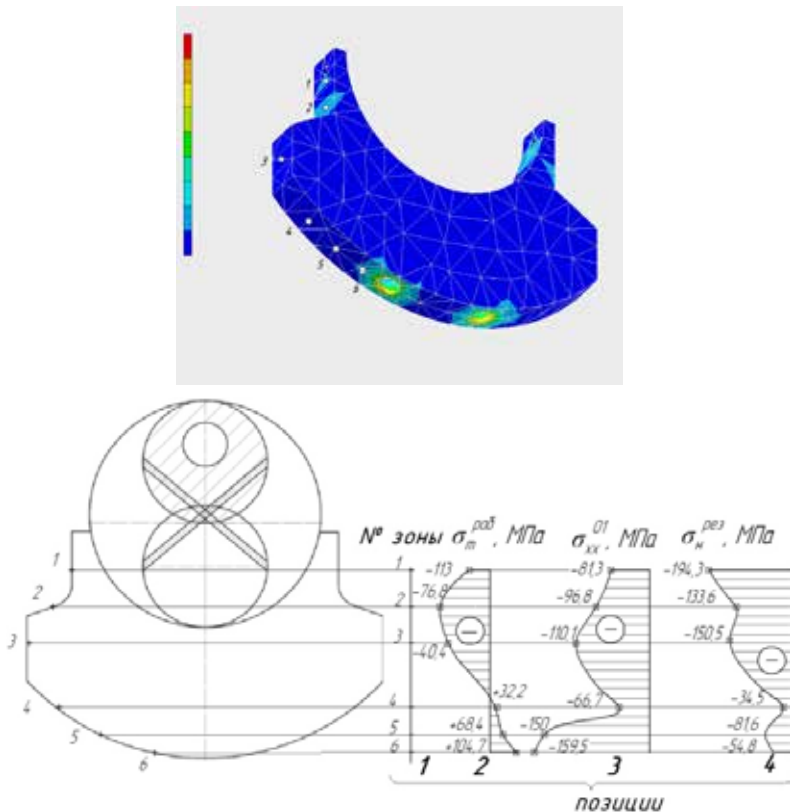
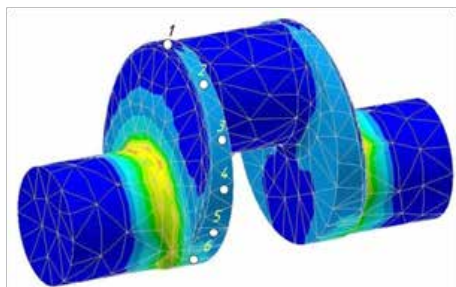


Рис.1. Характеристика нагружения противовеса. Распределение характерных зон и эюры рабочих σ_m^{rad} , начальных технологических остаточных напряжений сжатия σ_{xx}^{01} и результирующих напряжений σ_{xx}^{res} по ним в наружной поверхности противовеса



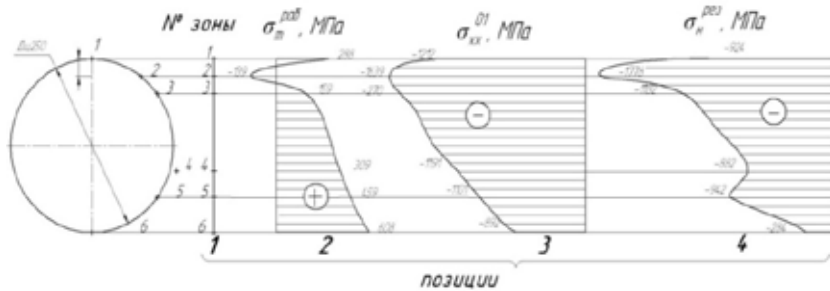


Рис. 2. Эпюры расчётных МКЭ нормальных напряжений в щеке коленчатого вала от приложенных нагрузок. Распределение характерных зон и эпюры рабочих σ_m^{003} , начальных технологических остаточных напряжений сжатия σ_{xx}^{01} и результирующих напряжений σ_m^{002} по ним в наружной поверхности щеки

Особенностями применения МКЭ как базового метода для оценки напряженного состояния элементов коленчатых валов после усовершенствованного технологического метода поверхностным деформированием являются: решение задачи о напряженном состоянии МКЭ проводится в линейной и геометрически нелинейной постановках; алгоритм включает решение плоской задачи в прямоугольных и полярных координатах; применение тетраэдральной формы конечных элементов конечных элементов.

В представленной постановке МКЭ, как пример, оценим напряженное состояние σ_m^{003} шатунной шейки коленчатого вала форсированного дизеля 6ЧН 21/21 с учетом начальных технологических остаточных напряжений σ_{xx}^{01} . В поверхностном слое шатунной шейки коленчатого вала в зависимости от рабочих напряжений σ_m^{002} , полученных расчетом по МКЭ, уровень начальных технологических остаточных напряжений сжатия получают дифференцированным упрочнением, например, ультразвуковой обработкой.

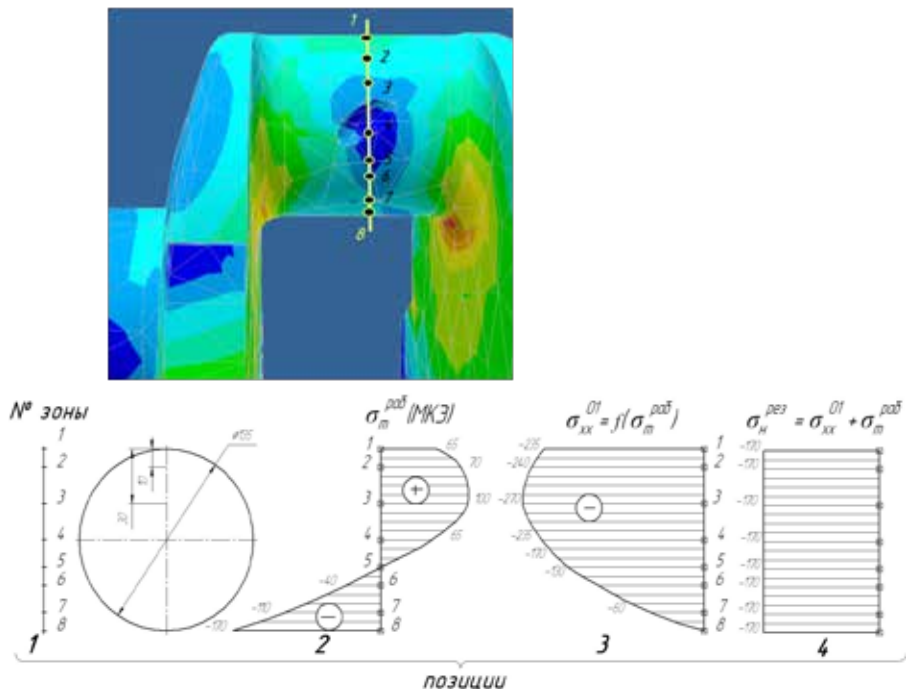


Рис.3. Распределение характерных зон и эпюры рабочих σ_m^{res} , начальных технологических остаточных напряжений сжатия σ_{xx}^{01} и результирующих напряжений σ_{xx}^{res} по ним в наружной поверхности шатунной шейки

Следует отметить, что применение дифференцированного гидродробеструйного упрочнения (ГДУ) к шатунной шейке коленчатого вала затруднено из-за чистоты обработки поверхности шейки (финишная обработка – шлифование) и выполнение условий гидродинамики масляного слоя во время вращательного движения шейки при эксплуатации. Поэтому для дифференцированного упрочнения шатунной шейки целесообразно применение дифференцированной ультразвуковой обработки (УЗО), уровень результирующих напряжений σ_{xx}^{res} при которой стабилизируется:

- в зоне протяженностью $(0-0,075)d$ $\sigma_{xx}^{01} = -(0,30-0,31)\sigma_{02}$;
- в зоне протяженностью $(0,075-0,222)d$ $\sigma_{xx}^{01} = -(0,31-0,35)\sigma_{02}$;
- в зоне протяженностью $(0,222-0,5)d$ $\sigma_{xx}^{01} = -(0,35-0,31)\sigma_{02}$;
- в зоне протяженностью $(0,5-0,666)d$ $\sigma_{xx}^{01} = -(0,31-0,22)\sigma_{02}$;
- в зоне протяженностью $(0,666-0,37)d$ $\sigma_{xx}^{01} = -(0,22-0,167)\sigma_{02}$;
- в зоне протяженностью $(0,37-0,44)d$ $\sigma_{xx}^{01} = -(0,167-0,077)\sigma_{02}$;
- в зоне протяженностью $(0,44-1)d$ $\sigma_{xx}^{01} = -(0,077-0)\sigma_{02}$

где d – диаметр наружной поверхности шатунной шейки;

σ_{xx}^{01} – начальные технологические сжимающие остаточные напряжения;

σ_{02} – предел текучести материала коленчатого вала.

Сущность изложенного метода представлена на рис. 3, где:

- a) распределение характерных зон (поз.1) по поверхности шатунной шейки;
- b) эпюры рабочих напряжений цикла $\sigma_m^{H\sigma}$ (поз.2);
- c) распределение упрочняющих начальных технологических остаточных напряжений сжатия σ_{xx}^{01} (поз.3);
- d) Эпюры результирующих суммарных напряжений в поверхностном слое шатунной шейки $\sigma_{H\sigma}$ (поз.4).

Как показал расчёт, минимальный запас усталостной прочности в элементах

коленчатого вала, определённый по зависимости $K = \frac{\sigma_B}{\sigma}$ соответствует 1,31 и 0,71,

здесь

$$\sigma_B = 800-1400 \text{ МПа}$$

временное сопротивление растяжения стали – материала коленчатого вала.

Согласно литературным данным рекомендуемый допустимый запас усталостной прочности по пределу текучести $n_{\sigma} = 1,5 - 2,5$. Таким образом, элементы коленчатого вала в точках с максимальными напряжениями по пределу текучести находятся ниже допустимых значений, что требует проведения технологического поверхностного пластического деформирования.