

УСТАЛОСТНАЯ ПРОЧНОСТЬ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ ФОРСИРОВАННЫХ ДИЗЕЛЕЙ

© 2011 С.П. Косырев, Н.Л. Марьина, И.О. Кудашева, А.Э. Марьин, К.А. Субоч

Балаковский институт техники, технологии и управления (филиал) ГОУ ВПО
«Саратовский государственный технический университет», г.Балаково

Поступила в редакцию 09.03.2011

Точность изготовления коленчатых валов форсированных дизелей зависит от точности геометрической формы и размеров базовых корпусных деталей и узлов, к потере стабильности которых приводит коробление, вызываемое перераспределением начальных технологических остаточных напряжений, существующих в коленчатом вале, и при отсутствии внешних воздействий (силовых, температурных). Для повышения размерной стабильности коленчатых валов наряду с использованием распространенных технологических процессов таких, как естественное старение, термическая обработка находит применение метод вибрационного старения. Во многих случаях метод вибрационного старения может заменить дорогостоящую термическую обработку, требующую сокращения времени старения и сложного оборудования.

Ключевые слова: *остаточные напряжения, вибрационное старение, термическая обработка, коленчатый вал, усталостная прочность, упрочнение*

Эксплуатационные данные свидетельствуют о том, что 60-80% поломок коленчатых валов форсированных дизелей происходит по щекам и противовесам от знакопеременных напряжений изгиба. При этом усталостная трещина зарождается, как правило, в галтелях в местах перекрытия коренных и шатунных шеек, где возникает концентрация напряжений и проходит различные стадии развития. Так, в результате действия внешних сил уже на ранней стадии работы в опасных участках отдельные кристаллы подвергаются различным пластическим деформациям. Неоднородность этого деформирования обусловлена, главным образом, гистерезисом и необратимыми потерями энергии при циклическом нагружении (рис. 1).

Пластические деформации отдельных кристаллов и их групп вызывают в дальнейшем перераспределение напряжений, как от внешних усилий, так и от начальных технологических остаточных напряжений. Последние приводят к появлению линий сдвига на поверхности галтелей. В процессе циклического нагружения эти повреждения расширяются и

переходят на другие зерна, что приводит к появлению усталостной трещины. Металл коленчатых валов состоит из отдельных беспорядочно ориентированных кристаллов неправильной формы – зерен. При повторных нагружениях в отдельных, наименее благоприятно ориентированных зернах, возникает сдвиг – пластическая деформация. При многократных повторных нагружениях в противоположные стороны в неблагоприятно ориентированных зернах по линиям скольжения постепенно развивается усталостная трещина – она проходит через все зерно, пересекает границу и распространяется на соседние зерна.

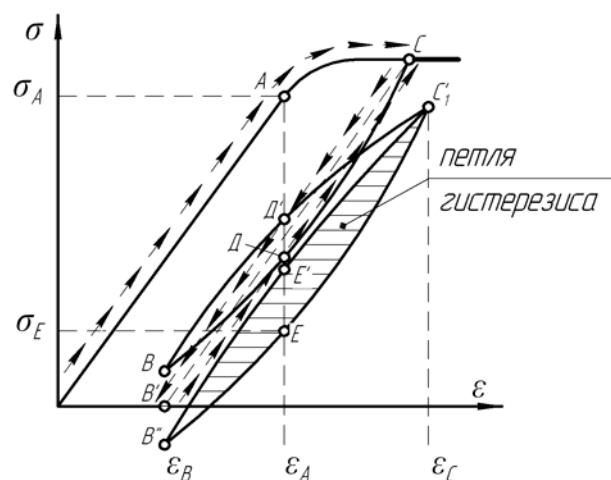


Рис. 1. Диаграмма σ – ϵ в процессе вибрационного нагружения коленчатого вала при эксплуатации

Косырев Сергей Петрович, доктор технических наук, профессор кафедры «Технология и автоматизация машиностроения»

Марьина Надежда Леонидовна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Сопротивление материалов». E-mail: rdan64@mail.ru

Кудашева Ирина Олеговна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Технология и автоматизация машиностроения»

Марьин Артем Эдуардович, студент

Субоч Кирилл Александрович, студент

Постепенно усталостная трещина разрастается. Сечение неослабленного металла все уменьшается, и при каком-то очередном нагружении металл коленчатого вала внезапно разрушается от усталости, причем трещина начинает развиваться как по зернам, так и по их границам. Так как в начале объем пластически деформированного металла сравнительно велик, то усталостных трещин появляется много, и они имеют хаотическую ориентацию. В дальнейшем пластические деформации сосредотачиваются, главным образом, в вершинах трещин, расположенных перпендикулярно действию нормальных максимальных напряжений, что определяет их преимущественное по сравнению с другими направлениями, развитие. Появление магистральной трещины приводит к снижению напряжений в этой области, торможению усталостных трещин, которые развивались в других направлениях и обычно характеризуются периодом стабильного роста повреждения.

Анализ изломов показывает, что механизм разрушения коленчатых валов при работе на форсированном дизеле и на стенде получается одинаковым и аналогичен картине поломок образцов-свидетелей практически. Так, в различных коленчатых валах усталостная трещина зарождается, главным образом, в галтели шатунной шейки, о чем свидетельствует характерный блеск поверхности. За этим очагом разрушения следует обширный участок усталостной трещины, соответствующий периоду ее стабильного развития. На участке поверхности видны усталостные линии, соответствующие фронту трещины и вторичные ступеньки и рубцы, которые появляются тогда, когда сечение щеки или противовеса значительно ослаблено усталостной трещиной. Дальше размещаются участки ускоренного развития трещины и зоны долома, которые занимают 10-15% поверхности и имеют более зернистую структуру, т.е. разрушение при доломе носит макрочрупкий характер. Таким образом, из приведенных данных следует, что разрушение коленчатых валов форсированных дизелей по щекам и противовесам от знакопеременных нагружений изгиба присущи все закономерности усталостного разрушения образцов-свидетелей и, следовательно, приведенный анализ распределения энергии во время усталостного разрушения образцов с достаточной точностью может быть использован для коленчатых валов.

С целью предупреждения аварий, связанных с поломками коленчатых валов от усталостных трещин, вызванных знакопеременными динамическими нагрузками в камерах сгорания форсированных дизелей, в ОАО

«Волжский дизель имени Маминых» выполнен комплекс исследований, направленных на разработку мероприятий, снижающих вредное воздействие виброударного нагружения на усталостную прочность. Основной частью исследований явились испытания на усталость коленчатых валов и образцов-свидетелей с рабочей частью диаметром 25 мм. Валы изготавливались из стали 38Х2МЮА со следующими основными характеристиками прочности: $\sigma_B \geq 1000$ МПа, $\sigma_T \geq 800$ МПа и азотированными по всей поверхности. Глубина азотированного слоя составляла 0,5 мм на диаметр. Испытания на усталостную прочность коленчатых валов проводились при симметричном изгибе в плоскости кривошипа на резонансной машине ВНИТИ, кривые усталости показаны на рис. 2. Изгибающий момент, соответствующий пределу выносливости серийных коленчатых валов, достигал 53,8 кН·м, частота нагружения находилась в пределах 22-25 Гц. Для валов с накатанными галтелями предельная величина изгибающего момента получена равной 71 кН·м. Этим изгибающим моментам соответствовали следующие номинальные пределы выносливости, отнесенные к сечениям шатунных шеек и щек: для валов, изготовленных по серийной технологии $\sigma_{-III} = 54$ МПа, $\sigma_{-III} = 150$ МПа для валов с накатанными галтелями $\sigma_{-III} = 70$ МПа, $\sigma_{-III} = 200$ МПа. Таким образом, применение накатки галтелей вместе азотирования позволило повысить предел выносливости коленчатых валов более чем на 30%.

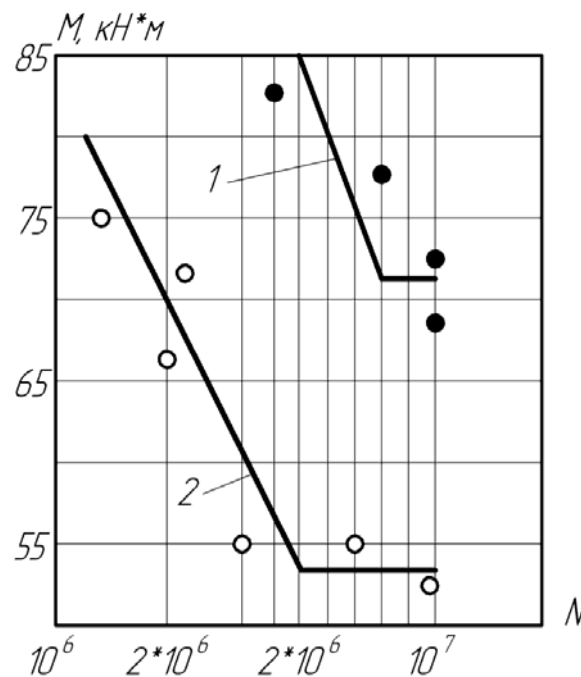


Рис. 2. Кривые усталости упроценных накаткой 1 и азотированием 2 коленчатых валов форсированных дизелей

На рис. 3 приведен эскиз образца-свидетеля, рабочим сечением которого являлась галтель перехода от диаметра 25 мм к диаметру 35 мм. С целью сохранения подобия между образцом и коленчатым валом по концентрации напряжения радиус галтели r принимался равным 1 мм. Нагружение образцов изгибающим ударом осуществлялось с помощью падающего груза весом 300 Н. Степень пластической деформации оценивалась по искривлению образца-свидетеля путем измерения биений определенных его сечений. Для сравнения полученных результатов ударное нагружение производилось таким образом, чтобы у всех образцов создавалось одинаковое биение величиной 0,5 мм. При приложении нагрузки, обуславливающей такую остаточную деформацию, к образцам, имевшим на поверхности азотированный слой, последний у всех образцов разрушался приблизительно на половине окружности образца. Трещины обнаруживались магнитным дефектоскопом. Результаты испытаний приведены в таблице 1. Образцы-свидетели, подвергавшиеся повторным ударам и упрочнению накаткой, имели практически одинаковые пределы выносливости, составлявшие около 125 МПа после удара и 355-400 МПа после накатки.

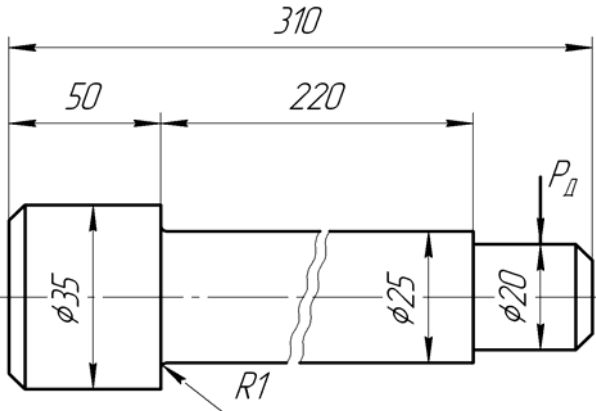


Рис. 3. Эскиз испытывавшегося образца-свидетеля изгибающим моментом

Таблица 1. Результаты ударных испытаний

Тип образца	Пределы выносливости образцов, МПа	
	до удара	после удара
неупрочненные	220	125
азотированные	390	135
упрочненные накаткой	400	125

Изломы образцов, испытанных на усталостную прочность без предварительного ударного нагружения, отличались от изломов образцов, подвергавшихся ударной нагрузке, расположением зоны долома и усталостной зоны. У образцов-свидетелей, получивших пластическую деформацию в результате удара, долом происходил у наружных волокон, в которых усталостная зона занимала одну сторону сечения и возникали растягивающие напряжения. Этот характер разрушения в равной мере относился и к азотированным образцам, у которых под действием удара в азотированном слое возникали усталостные трещины. Зона хрупкого долома располагалась рядом с трещиной, вызванной ударом в азотированном слое, а усталостная трещина начинала развиваться в противоположных, не разрушенных ударом волокнах. У не подвергавшихся удару образцов-свидетелей зона усталости имела вид кольца, расположенного вокруг зоны долома.

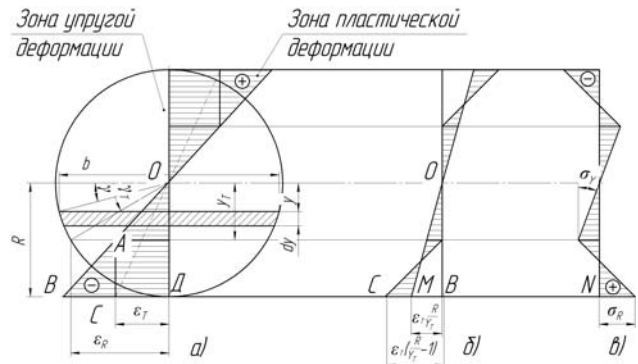


Рис. 4. Схема деформаций и напряжений в сечении круглого образца-свидетеля при упругопластическом нагружении его изгибающим моментом

Для объяснения этих явлений рассмотрим процессы, происходящие в образцах-свидетелях во время удара и после него. Положим, что зона пластической деформации растяжения на рис. 4 показана треугольником ABC, а зона упругой деформации растяжения – трапецией OACD. На уровне радиуса R относительная пластическая деформация представляется зависимостью

$$\epsilon_R - \epsilon_T = \epsilon_T \left(\frac{R}{Y_T} - 1 \right) \quad (1)$$

При нагружении изгибающим моментом в волокнах образцов, расположенных от нейтрального слоя на расстоянии Y_T , создается напряжение, равное пределу текучести σ_T (рис.4). Относительную деформацию, соответствующую этому напряжению, обозначим ϵ_T . При таком

нагружении сечение образца остается плоским. Из условия подобия величину относительной деформации на наиболее удаленных (крайних) волокнах можно оценить зависимостью

$$\varepsilon_R = \varepsilon_T \frac{R}{Y_T} \quad (2)$$

При снижении упругого момента, деформирующего образец, уменьшаются напряжения, и в случае отсутствия пластической деформации последние приравняются нулю. Упругая деформация, соответствующая на эпюре треугольнику ОСВ, при наличии пластической деформации исключается. Напряжения, представленные участком эпюры ОСА, при действии изгибающего момента упруго пластически деформируют металл коленчатого вала бывшей пластической зоны АВС. Естественно, что напряжения в этой зоне коленчатого вала будут иметь противоположный знак по сравнению с вызывающими их напряжениями упругой зоны, что создает равновесие между указанными напряжениями. Следовательно, пластическая деформация отдельных волокон в образце-свидетеле создает поле начальных технологических остаточных напряжений. При этом с той стороны образца, где была растягивающая пластическая деформация, возникнут начальные технологические остаточные напряжения сжатия и наоборот. Количественную величину начальных технологических остаточных напряжений можно выразить через предел текучести материала коленчатого вала σ_T и через относительную глубину пластической деформации Y_T/R . Полагая, что на уровне Y_T величина начальных технологических остаточных напряжений составляет

$$\sigma_Y = \varepsilon_Y E \quad (3)$$

где ε_Y – относительная деформация, соответствующая этому напряжению; это состояние перехода сечения образца ОС в положение ОМ (рис. 4б). При этом отрезок ВМ будет соответствовать

величине остаточной пластической деформаций ε_0 на уровне радиуса R

$$\varepsilon_0 = \varepsilon_Y \frac{R}{Y_T} \quad (4)$$

Отрезок МС как часть пластической зоны подвергается упругой деформации. Начальные технологические остаточные напряжения, эквивалентные этому участку с учетом выражения (3)

$$\sigma_R = E \left[\frac{R}{Y_T} (\varepsilon_T - \varepsilon_Y) - \varepsilon_T \right] \quad (5)$$

Найденные величины Y_T , σ_T , σ_Y и σ_R позволяют построить в общем виде искомую эпюру начальных технологических остаточных напряжений в образце-свидетеле после упруго-пластического нагружения изгибающим упругим моментом M (рис. 4в). Указанные величины напряжений взаимно уравниваются, поэтому амплитуда изгибающего момента M_1 создаваемого в интервале $R-Y_T$, составляет

$$M_1 = \int_{Y_T}^R \sigma(y) b y dy \quad (6)$$

где

$$\begin{aligned} \sigma(y) &= \varepsilon_Y E - (Y - Y_T) \frac{E_Y E + E \left[\frac{R}{Y} (\varepsilon_T - \varepsilon_Y) - \varepsilon_T \right]}{R - Y_T} = \\ &= E \varepsilon_T + E \frac{(\varepsilon_Y - \varepsilon_T) Y}{Y_T} \end{aligned} \quad (7)$$

С учётом выражения (5) формулы (6) имеет вид

$$M_1 = \int_{Y_T}^R \left[E \varepsilon_T + E * \frac{\varepsilon_Y - \varepsilon_T}{Y_T} \right] b y dy \quad (8)$$

Интегрирование зависимости (8) проведём по углу φ_T методом замены независимой переменной

$$M_1 = \frac{2R^3 E \varepsilon_T \cos^3 \gamma_T}{3} + \left(\frac{\pi}{16} - \frac{\gamma_T}{8} + \frac{\sin^4 \gamma_T}{32} \right) \frac{2R^4 E (\varepsilon_Y - \varepsilon_T)}{Y_T} \quad (9)$$

Амплитуда изгибающего момента M_2 на участке образца от оси Y_T до центральной оси составляет

$$M_2 = \int_0^{Y_T} \sigma(y) b y dy = \left(\frac{\gamma_T}{8} - \frac{\sin^4 \gamma_T}{32} \right) \frac{2R^4 E Y_T}{4} \quad (10)$$

Амплитуда изгибающего момента M_3 на участке от наиболее удаленного волокна ($R=Y$) до нейтральной оси сечения образца-свидетеля равна сумме двух полученных амплитуд моментов и из условия равновесия равна нулю

$$M_3 = \left(\frac{\gamma_T}{8} - \frac{\sin^4 \gamma_T}{32} \right) \frac{2R^4 E \varepsilon_Y}{Y_T} + \frac{2R^3 E \varepsilon_T \cos^3 \gamma_T}{3} + \left(\frac{\pi}{16} - \frac{Y_T}{8} + \frac{\sin^4 \gamma_T}{32} \right) \frac{2R^4 E (\varepsilon_Y - \varepsilon_T)}{Y_T} = 0 \quad (11)$$

Отсюда

$$\frac{\varepsilon_Y}{\varepsilon_T} = 1 + \frac{\sin^4 \gamma_T}{2\pi} - \frac{2\gamma_T}{\pi} - \sin \gamma_T \frac{16 \cos^3 \gamma_T}{3\pi} \quad (12)$$

Относительная упругая деформация при $Y_T=R$ (на крайних волокнах) имеет вид

$$\varepsilon_R = (\varepsilon_T - \varepsilon_Y) \frac{R}{Y_T} - \varepsilon_T \quad (13)$$

Параметры ε_R и ε_Y характеризуют деформированное состояние образца-свидетеля. Для оценки прогиба последнего после удара оценем пластическую деформацию (остаточную, отрезок ВМ, рис. 4б)

$$\varepsilon_0 = \frac{\varepsilon_Y}{\sin \gamma_T} \quad (14)$$

Для определения начальных технологических остаточных напряжений возникающих в образце-свидетеле после удара, необходимо решить задачу с двумя неизвестными: иметь динамический Y_T , (γ_T). Условиями для решения задачи являются энергия динамического удара и величина остаточного прогиба образца-свидетеля относительно центров, составляющая 0,25 мм. Рассмотрим зависимость амплитуды изгибающего момента, действующего на образец при упругопластическом деформировании, от глубины проникновения пластической деформации (рис. 4а)

$$M = \int_{Y_T}^R \sigma_T b y dy + \int_0^{Y_T} \sigma(y) b y dy \quad (15)$$

Методом замены независимой переменной Y_T на γ_T решение (15) имеет вид

$$M = \frac{4}{3} R^3 \sigma_T \cos^3 \gamma_T + \frac{R^3 \sigma_T}{2 \sin \gamma_T} \left[\gamma_T - \frac{\sin^4 \gamma_T}{4} \right] \quad (16)$$

С другой стороны имеет место проявление амплитуды динамического изгибающего момента при ударе, определяемой условием $M_D = P_D z$, где P_D – сила удара, z – текущая длина, образца. Таким образом, имеют место зависимости

$$\begin{cases} Z = f(\gamma_T) \\ \varepsilon_0 = f_1(\gamma_T) \end{cases} \quad (17)$$

При исключении параметра γ_T из зависимости (17) получаем ε_0 и интегрированием последней определяется искомый прогиб образца. Если предположить, что пластическая деформация отсутствует, выбор предела текучести σ_{TD} и динамического усилия упрощается, так как динамический прогиб P_D при ударе во много раз больше пластического прогиба образца. Расчет подтверждено, что сила удара $P_D=10,3$ кН, а динамический предел текучести составляет 1500 МПа. Указанным параметрам соответствует амплитуда изгибающего момента от удара в расчетном сечении 3,3 кН·м и $\varepsilon_R=0,445 \cdot \varepsilon_T$. Следовательно, начальные технологические остаточные напряжения на поверхности образца $\sigma_R=0,445 \cdot 1500=668$ МПа, амплитуда динамического момента $M_D=10,3 \cdot 0,24=2,472$ кН·м. Согласно формуле (16) при $\gamma_T = 0$, $M=2,083$ кН·м. Коэффициент динамичности приложения знакопеременных ударных нагрузок в камере сгорания форсированного дизеля от действия сил инерции и сил давления газов на элементы коленчатого вала соответствует $K_D = M_D/M = 2,472/2,083=1,186$.

Для оценки влияния начального технологического остаточного напряжения на предел выносливости образца-свидетеля рассмотрим диаграмму напряжений $\sigma_m - \sigma_{max}$. Зависимость среднего напряжения от предельных амплитуд

$$\sigma_r = \sigma_{-1} - \psi \sigma_m \quad (18)$$

Уравнение линии максимальных напряжений

$$\sigma_{max} = \sigma_{-1} + (1 - \psi) \sigma_m \quad (19)$$

Коэффициент чувствительности к асимметрии цикла стали 38Х2МЮА $\psi=0,25$, предел выносливости составляет около 400 МПа. Коэффициент $(K_\sigma)_D$ учитывающий действие различных факторов на предел выносливости, определим как отношение пределов выносливости малых гладких образцов и образцов-свидетелей, испытанных нами

$$(K_\sigma)_D = \frac{400}{220} = 1,818$$

При $\sigma_m=688$ МПа для гладкого образца имеем $\sigma_r=400 - 0,25 \cdot 688 = 233$ МПа. Для принятых образцов $(\sigma_r)_{\text{д}}=233/1,818=128,1$ МПа.

Расчетные результаты удовлетворительно совпадают с экспериментальными данными и подтверждают, что под действием упруго-пластического удара главной причиной снижения несущей способности образца является возникновение начальных технологических остаточных напряжений. Эксперименты подтвердили, что основным эффективным способом упрочнения образцов-свидетелей явилась накатка галтелей роликами. Изломы накатанных образцов проходили вне диаметра образцов, что доказывает полное устранение накаткой влияния эффективной концентрации напряжений на усталостную прочность образцов-свидетелей. Последующая за ударным нагружением накатка образцов третьего варианта позволила полностью устранить вредное воздействие удара. С целью ликвидации треснувшего азотированного слоя галтели образцов протачивались перед накаткой. Установленный при исследованиях образцов четвертого варианта относительно высокий упрочняющий эффект накатки после пятикратного повторения цикла «удар-накатка» позволяет сделать важный вывод о возможности использования после ударного динамического нагружения дальнейшего использования коленчатых валов

и восстановления их несущей способности благодаря последующему за накоплением ударных явлений наклепу галтелей коленчатого вала.

Выводы: метод восстановления работоспособности коленчатого вала применим несколько раз на одном и том же участке последнего, т.е. вал может быть использован для эксплуатации даже после нескольких суммарно накопленных динамических ударных факторов в одном цилиндре. Полученная на образцах-свидетелях: способность материала пластически деформироваться при нескольких повторных упрочнениях одной и той же зоны и создавать при этом поле благоприятных начальных технологических остаточных напряжений имеет место и у галтелей коленчатых валов, тем более, что интенсивность упрочнения образцов была существенно выше, чем у коленчатых валов, и, следовательно, запас пластичности материала при упрочнении образцов расходовался более интенсивно, чем при упрочнении валов. В случае, если динамическому знакопеременному нагружению подвергается коленчатый вал, имеющий азотированные галтели, и на азотированном слое возникают усталостные трещины, то перед упрочнением наклепом азотированный слой целесообразно снять.

FATIGUE DURABILITY OF CRANKED SHAFTS AT THE FORCED DIESEL ENGINES

© 2011 S.P. Kosyrev, N.L. Maryina, I.O. Kudasheva, A.E. Maryin, K.A. Suboch

Balakovo Institute of Technics, Technology and Management, branch of «Saratov State Technical University»

Accuracy of manufacturing the cranked shafts at the forced diesel engines depends on accuracy of geometrical form and the sizes of base case details and units in which loss of stability is the result of buckling caused by redistribution of initial technological residual pressure, existing in a cranked shaft, and in the absence of external influences (power, temperature). For increase the dimensional stability of cranked shafts along with use of widespread technological processes such as natural aging, thermal processing finds application a method of vibrating aging. In many cases the method of vibrating aging can replace the expensive thermal processing demanding reduction of time of aging and complex equipment.

Key words: *residual pressure, vibrating aging, thermal processing, cranked shaft, fatigue durability, hardening*

Sergey Kosyrev, Doctor of Technical Sciences, Professor at the "Technology and Automation of Machines Building" Department
Nadezhda Maryina, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor at the "Materials Resistance" Department. E-mail: rdan64@mail.ru

Irina Kudasheva, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor at the "Technology and Automation of Machines Building" Department
Artem Maryin, Student
Kirill Suboch, Student