

МЕТОД ПРОЕКТНОГО РАСЧЕТА ОСЕЙ ПО КРИТЕРИЮ СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ

¹П.П. Капуста, ²П.П. Капуста-мл.

¹Белорусский национальный технический университет,

²Минский завод колесных тягачей

г. Минск, Беларусь

В конкурентных условиях, особую актуальность имеют вопросы повышения качества выпускаемых машин и деталей, их технического уровня, технологичности, технико-экономических характеристик и безопасности в эксплуатации.

Для обоснования метода проектной оценки массогабаритных характеристик осей по критерию сопротивления усталости на рис. 1 приведено фото эксплуатационного усталостного разрушения оси прицепа устаревшей конструкции, где неудачно использовано штифтовое соединение, создавшее концентрацию напряжений в опасном сечении оси (снята с производства).

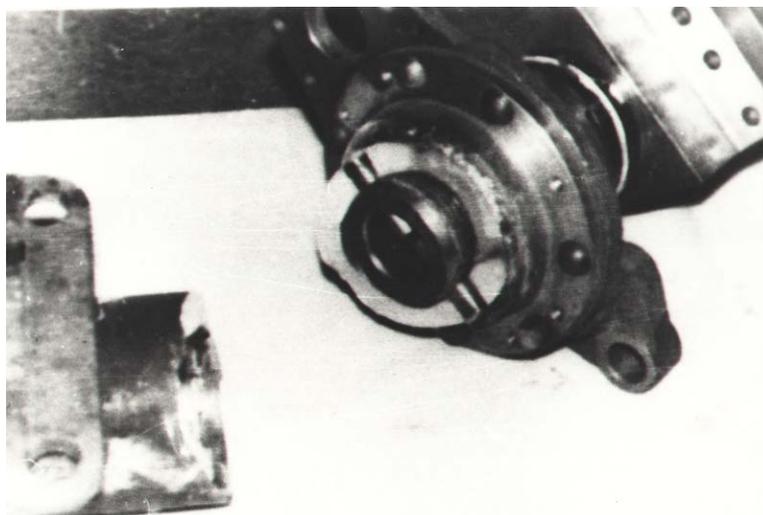


Рис. 1. Эксплуатационное усталостное разрушение оси прицепа устаревшей конструкции (снята с производства)

При стендовых испытаниях (проведены под руководством автора¹ совместно с инженером Слабко И.А.) осей прицепов перспективной конструкции установлено, что усталостное разрушение происходит в нижней растянутой зоне от действия циклических максимальных изгибающих напряжений (рис. 2, 3), в конструкции которой использованы дугообразные сварные соединения, галтели в местах изменения диаметров подвержены ППД накаткой шариковой головкой, создавшими остаточные сжимающие напряжения и обеспечившие повышение предела выносливости и ресурса в км. пробега.

Расчетно-экспериментальные исследования перспективной оси прицепа показали правильность конструкции, в т. ч. – выбора мест сварных соединений и других концентраторов напряжений (галтели и т.д.), что подтверждено расположением трещин (в нижней растянутой зоне от действия максимальных изгибающих напря-

жений) практически всех, доведенных до разрушения при стендовых испытаниях балок осей (рис. 2, 3, 4, 5, 6).

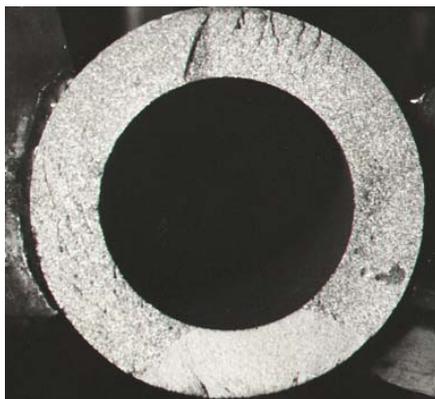


Рис. 2. Усталостное разрушение оси прицепа перспективной конструкции

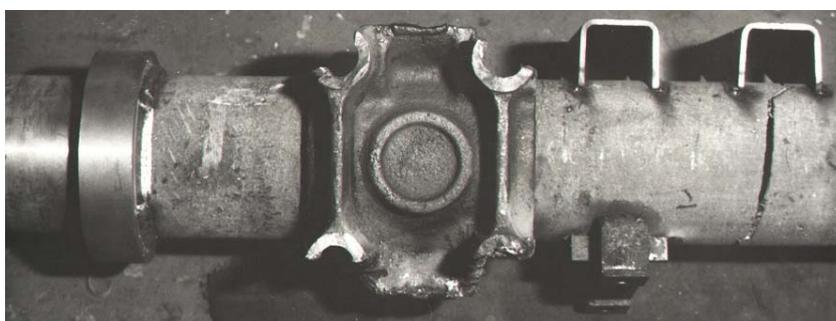


Рис. 3. Усталостное стендовое разрушение оси прицепа перспективной конструкции в нижней растянутой зоне от действия максимальных изгибающих напряжений

Результаты проведенных исследований использованы для разработки методик ресурсного проектирования несущих систем (осей, рам, элементов подвесок) и при проектировании автотранспортных средств Минского автомобильного завода.

Применение разработанного подхода и методики кратко проиллюстрируем на примере проектирования прицепа-самосвала (см. рис. 4) и его основных несущих систем и элементов (на примере оси, см. рис. 5) [1, 2].

На первом этапе исследования прогнозируемой эксплуатационной нагруженности проектируемого прицепа создавались трехмерные модели его основных систем: платформы, рамы, тележки, балок осей, колес, гидроцилиндра и т.д. Разработка конечно-элементных моделей и исследование статической нагруженности и напряженно-деформированного состояния (НДС) основных несущих систем и элементов прицепа производилась по соответствующим методикам. Были созданы конечно-элементные модели и произведена оценка НДС рамы и оси проектируемого прицепа [1].

Модели создавались в пакете трехмерного моделирования, далее созданные файлы импортировались в специальный формат для получения файлов, содержащих информацию об инерционных характеристиках описанных элементов проектируемого прицепа, импортировались в пакет динамического моделирования. В описанном пакете производилась дальнейшая сборка модели и ее динамический расчет, целью которого ставилось определение динамических нагрузок на несущие элементы прицепа в условиях его движения с заданной скоростью в заданных дорожных условиях. Нагрузки в этих точках получены в пакете динамического моделирования [1, 2].

Картина распределения напряжений в оси при статически действующей полной нагрузке приведена на рис. 5 и 6.

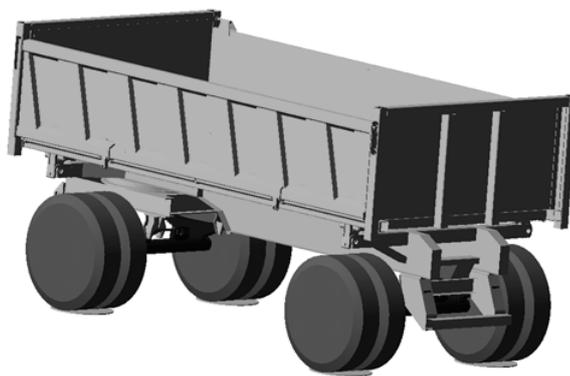


Рис. 4. Динамическая виртуальная

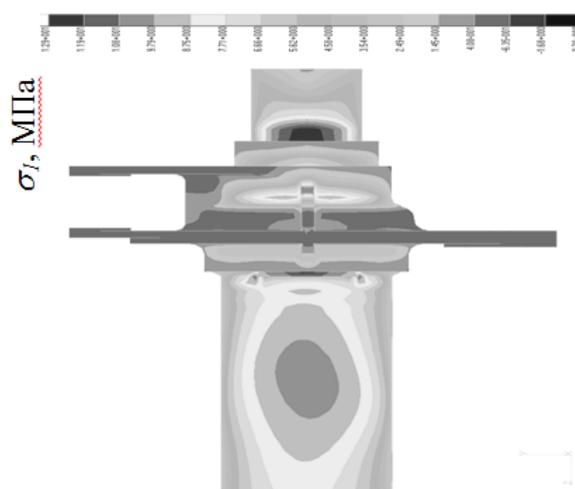


Рис. 5. Опасные зоны оси по максимальным растягивающим напряжениям σ_1

Полуось для установки подшипников колес изготовлена из стали 40Х. Наиболее нагружен локальный элемент – галтель в месте изменения диаметра основной трубной заготовки из стали 45 и прессовой посадки литого тормозного суппорта из стали 40Л. По этому элементу определялась зависимость напряжений от времени при случайном процессе нагружения, реализованному в пакете динамического моделирования и представляющему расчет нагрузок при движении прицепа по неровной дороге. В результате совместного анализа результатов расчетно-экспериментальных исследований можно сделать вывод, что в данной конструкции удачно применен принцип «не навреди» при выборе геометрических соотношений, методов сборки деталей и расположения концентраторов напряжений. Это означает, что конструкция и технология сборки оси не приводят к снижению несущей способности основной несущей трубной детали балки оси, составляющей наибольшую удельную металлоемкость изделия.

Данная конструкция оси использована для разработки нового модельного ряда осей с различной нагрузкой на ось и внедрена в серийное производство Минского автозавода¹ [3].

В связи с этим обоснована необходимость проектирования осей по основной несущей балке с ограниченным запасом прочности и оптимальными массогабаритными характеристиками. Применение методов расчета на сопротивление усталости на стадии проектирования позволяет найти наиболее приемлемый вариант конструкции.

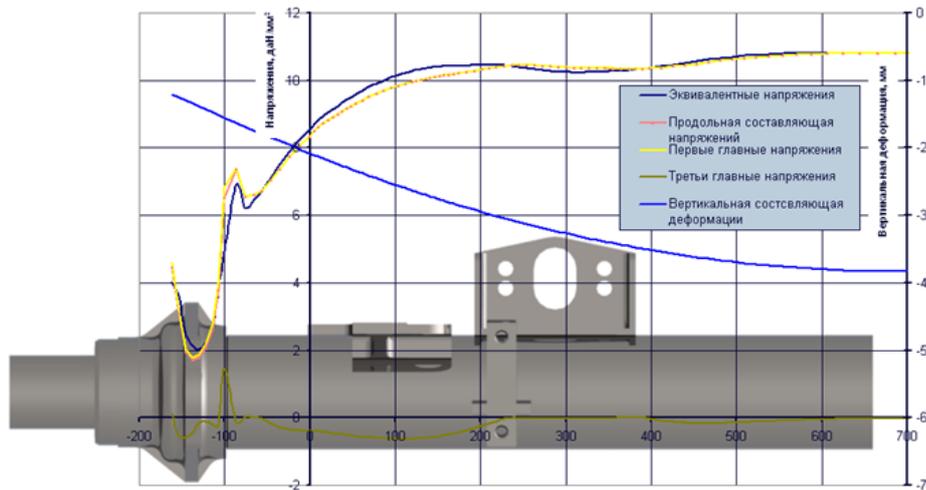


Рис. 6. Характеристики НДС балки оси прицепа-самосвала снизу

Данная конструкция оси использована для разработки нового модельного ряда осей с различной нагрузкой на ось и внедрена в серийное производство Минского автозавода¹ [3].

В связи с этим обоснована необходимость проектирования осей по основной несущей балке с ограниченным запасом прочности и оптимальными массогабаритными характеристиками. Применение методов расчета на сопротивление усталости на стадии проектирования позволяет найти наиболее приемлемый вариант конструкции.

Разработка метода решения задачи.

В настоящее время расчет на сопротивление усталости проводят как проверочный по классическому условию $S_f \geq [S_f]$ [4, 5, 6]. Практика проектирования показывает, что S_f , как правило, значительно отличается, чаще в большую сторону, от $[S_f]$, что значительно затрудняет получение оптимальных массогабаритных параметров валов, конструируемых на них узлов и агрегатов. Для усовершенствования существующей методики, возможно проведение проектного расчета с учетом современных технологий виртуального моделирования и количественного обоснования компоновочных решений деталей.

С учетом работы осей в основном при одноосном напряженном состоянии (циклический изгиб), по классической схеме проектные расчеты проводятся, как правило, в два этапа.

Первый этап, применяемый в практике проектирования на стадии анализа кинематических схем, предусматривает приближенную оценку размеров сечения оси, например – диаметра D_* , (1) по известному изгибающему моменту M_u в рассчитываемом сечении и допускаемым нормальным напряжениям при изгибе $[\sigma_u]$

$$D_* \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_u}{\pi \cdot [\sigma_u]}} \quad (1)$$

Второй этап, применяемый в практике проектирования на стадии анализа предварительных компоновочных решений и схем, предусматривает оценку расчетного коэффициента запаса усталостной прочности S_f и сравнение его с допускаемым $[S_f]$ по формуле (2).

$$S_f = S_{f\sigma} \geq [S_f],$$

2)

где: $S_f (S_{f\sigma})$ и $[S_f]$ – соответственно, расчетный и допускаемый коэффициенты запаса усталостной прочности при изгибе; $S_{f\sigma}$ – расчетный коэффициент запаса усталостной прочности при действии изгиба напр, определяемые по формуле (3).

$$S_{f\sigma} = \frac{\sigma_R}{\frac{K_{\sigma D}}{K_{L\sigma}} \cdot \sigma_a}, \quad (3)$$

где: σ_R – предел выносливости материала при коэффициенте асимметрии циклов напряжений R или, как частный случай, σ_{-1} – при симметричном цикле нагружения, в МПа (например, для используемой марки стали, определенные на полированных образцах стандартных размеров [5, 6]) при изгибе;

$M_u = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$ – соответственно, изгибающие в вертикальной M_x и горизонтальной M_y плоскостях моменты, определяемые по эпюрам для рассчитываемого поперечного сечения;

σ_a – амплитуда нормальных напряжений в МПа при изгибе σ_u (4):

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{M_u}{W_{xd}}; \quad (4)$$

$K_{\sigma D}$ – общий коэффициент снижения предела выносливости оси в рассчитываемом сечении по нормальным напряжениям при изгибе (5) [4, 5, 6];

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \frac{1}{K_{v\sigma} \cdot K_{A\sigma}}; \quad (5)$$

K_{σ} – коэффициент концентрации нормальных напряжений при изгибе [4, 5, 6];

$K_{d\sigma}$ – коэффициент влияния размеров рассчитываемого поперечного сечения по нормальным напряжениям при изгибе [4, 5, 6];

$\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}}$ – отношение коэффициентов концентрации нормальных напряжений и влияния размеров рассчитываемого поперечного сечения по нормальным напряжениям при изгибе (принимается в уравнении (5) для случаев наличия в соединении “вал-ступица” сборочных напряжений (при сборке с натягом), способных вызвать “фреттинг-коррозию” [4, 5, 6]);

$K_{F\sigma}$ – коэффициент влияния шероховатости поверхности рассчитываемого поперечного сечения по нормальным напряжениям при изгибе [4, 5, 6];

$K_{v\sigma}$ – коэффициент упрочнения (как, правило – поверхностного) рассчитываемого поперечного сечения по нормальным напряжениям при изгибе [4, 5, 6];

$K_{A\sigma}$ – коэффициент, учитывающий анизотропию механических свойств, зависящий от технологии производства заготовок для проектируемых осей в рассчитываемом поперечном сечении по нормальным напряжениям при изгибе [4, 5, 6];

$K_{L\sigma}$ – коэффициенты усталостной долговечности по нормальным напряжениям при изгибе, определяемые по формуле (6) [4, 5, 6];

$$K_{L\sigma} = m_{\sigma} \sqrt{\frac{N_{G\sigma}}{N_{\sigma}}}; \quad (6)$$

$N_{G\sigma}$ – числа циклов до точки нижнего перелома кривой усталости в логарифмической системе координат, принимаемые с учетом расчета по нормальным напряжениям при изгибе [4, 5, 6];

N_{σ} – числа циклов до разрушения, соответствующие принятой проектной долговечности, принимаемые с учетом расчета по нормальным напряжениям при изгибе и параметров нагруженности, например – циклограммы нагружения или критерия нагруженности K_w [5, 6, 7];

m_{σ} – показатели наклона левой ветви кривой усталости рассчитываемого поперечного сечения по нормальным напряжениям при изгибе [4, 5, 6].

Результатом решения неравенства (2) с учетом (3) и (4), получена формула для проектного вычисления требуемого момента сопротивления сечения изгибу для выбора балки оси из сортамента стандартного профиля проката или проектирования конструкции оси иного профиля, например сварного коробчатого сечения и др.:

$$W_x \geq \frac{M_u \cdot K_{\sigma D} \cdot [S_{f\sigma}]}{\sigma_R \cdot K_{L\sigma}}. \quad (7)$$

А, подставив в уравнение (7) значения W_x для различных профилей, наиболее приемлемых для проектирования балок осей, получим формулы для проектного вычисления размеров поперечного их сечения по критерию сопротивления усталости с учетом наиболее значимых факторов [4, 5, 6]:

– диаметра оси круглого сплошного сечения

$$D_{\bullet} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_u \cdot K_{\sigma D} \cdot [S_{f\sigma}]}{\pi \cdot \sigma_R \cdot K_{L\sigma}}}; \quad (8)$$

– наружного диаметра оси кольцевого сечения

$$D_{\circ} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_u \cdot K_{\sigma D} \cdot [S_{f\sigma}]}{\pi \cdot (1 - C^4) \cdot \sigma_R \cdot K_{L\sigma}}}, \quad (9)$$

где $C_{\circ} = \frac{d_{\circ}}{D_{\circ}}$ – проектное отношение внутреннего d_{\circ} и наружного D_{\circ} диаметров оси кольцевого сечения;

– размера стороны оси квадратного сплошного сечения:

$$B_{\blacksquare} = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot M_u \cdot K_{\sigma D} \cdot [S_{f\sigma}]}{\sigma_R \cdot K_{L\sigma}}}; \quad (10)$$

– размера стороны (высоты) оси прямоугольного сплошного сечения:

$$H = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot M_u \cdot K_{\sigma D} \cdot [S_{f\sigma}]}{a^2 \cdot \sigma_R \cdot K_{L\sigma}}}, \quad (11)$$

где $a = \frac{H_{\square}}{B_{\square}}$ – проектное отношение высоты H_{\square} и ширины B_{\square} оси прямоугольного сплошного сечения;

– внешнего размера стороны (высоты) оси квадратного трубного (полого) сечения:

$$B = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot M_u \cdot K_{\sigma D} \cdot [S_{f\sigma}]}{\sigma_R \cdot K_{L\sigma} \cdot (1 - C^4)}}, \quad (12)$$

где $C_{\square} = \frac{b_{\square}}{B_{\square}}$ – проектное отношение внутренней стороны b_{\square} к внешней стороне B_{\square} квадратного трубного (полого) сечения.

Для применения уравнений (7)–(12) в расчетной конструкторской практике разработаны соответствующие базы данных по всем входящим характеристикам, параметрам и коэффициентам, алгоритм и программа для вычисления геометрических характеристик осей, что позволяет автоматизировать расчеты на начальной стадии проектирования и интегрировать метод в САПР.

Первоначальные значения коэффициентов, входящих в зависимости (7)–(12), определяют по диаметру или другим геометрическим проектируемого сечения оси. Расчеты по формулам (10)–(12) справедливы для случаев нагружения осей в одной плоскости, например вертикальной, с увеличением, при этом M_u пропорционально коэффициенту динамичности действующих на ось нагрузок. Для случаев нагружения оси в двух взаимно ортогональных плоскостях, ось может работать при косом изгибе или при косом изгибе с кручением, что при аналогии несложных преобразований внесет изменения в формулы (9)–(12) для проектного вычисления размеров поперечного сечения оси по критерию сопротивления усталости с учетом наиболее значимых факторов. Окончательный вид этих зависимостей может быть легко получен для всех возможных сечений путем элементарных преобразований и в данной статье не приводится.

Заключение. Обоснован метод проектной расчетной оценки массогабаритных характеристик осей по критерию сопротивления усталости. Для применения уравнений в расчетной конструкторской практике разработаны соответствующие базы данных по всем входящим характеристикам, параметрам и коэффициентам, алгоритм и программа для вычисления геометрических характеристик осей, что позволяет автоматизировать расчеты на начальной стадии проектирования и интегрировать разработанный метод в САПР. Это позволит оптимизировать конструкции осей по долговечности и массогабаритным характеристикам на стадии проектирования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Капуста, П.П. Анализ напряженно-деформированного состояния рамы автомобильного прицепа-самосвала / П.П. Капуста, В.Г. Махнач // Грузовик. – 2005. – № 1. – С. 14–21.

2. Капуста, П.П. Моделирование, испытания и прогнозирование ресурса осей автотранспортных средств / П.П. Капуста, И.А. Слабко, В.Г. Махнач // Современные методы проектирования машин. Расчет, конструирование и технология изготовления. Сборник научных трудов. В 3-х томах. Т. 2. / Под общ. ред. академика П.А. Витязя. – Мн.: УП “Технопринт”, 2002. – С. 391–397.

2. Капуста, П.П. Разработка типажа осей автомобильных прицепов с требуемыми ресурсом и надежностью / П.П. Капуста, М.А. Крицкий // Материалы 2-го Бело-

русского конгресса по теоретической и прикладной механике “Механика-99” (28-30 июня 1999г., г. Минск) / Под общ. ред. академика М. С. Высоцкого. – Гомель: ИММПС НАНБ, 1999. – С. 184–185.

3. ГОСТ 25.504-82. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. – Введ. 01.07.83. – М.: Изд-во стандартов, 1983. – 81 с.

4. Капуста, П.П. Расчеты на сопротивление усталости / П.П. Капуста // – Мн.: Изд. БелНИИТИ, 1989. – 99 с.

5. Капуста, П.П. Вероятностная оценка характеристик сопротивления усталости деталей на стадии проектирования машин. / П.П. Капуста // – Мн.: Изд. “Техно-принт”, 2001. – 97 с.

6. Капуста П.П. Методика оценки нерегулярной нагруженности деталей и конструкций машин / П.П. Капуста // Вестник машиностроения. – 2005. – №6. – С. 13–18.