

МОДЕЛИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ РЕСУРСА ОСЕЙ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

*Белорусский национальный технический университет
РУП "Минский автомобильный завод"
г. Минск, Беларусь*

В работе рассмотрены результаты исследований по разработке нового типажа осей прицепного состава Минского автозавода с использованием комплекса расчетных и экспериментальных методов прогнозирования долговечности, включающих моделирование, испытания и прогнозирование ресурса осей автотранспортных средств.

Сущность и краткое содержание используемых в настоящей работе подхода и методики [1 – 6] состоит в том, что проектируемая конструкция представляется в виде полномасштабной виртуальной (например, конечно-элементной) модели, способной «эволюционировать» при прохождении стадий проектного цикла, включающих: статическую доводку конечно-элементной модели конструкции по критериям прочности и жесткости; оценку эксплуатационной нагруженности, в т.ч. - ее схематизацию, и составление нагрузочных блоков; расчетное или расчетно-экспериментальное определение характеристик сопротивления усталости и их рассеяния в опасных сечениях конструкции; расчет ресурса с учетом суммирования усталостных повреждений в процессе снижения предела выносливости детали (при требуемой вероятности неразрушения) для данного нагрузочного режима.

Для учета эксплуатационной нагруженности на стадии проектирования используются, предложенные ранее соответствующие модель и критерий нагруженности K_w [1, 5, 6]

$$K_w = \frac{\sigma_w}{\frac{\hat{\sigma} - \check{\sigma}}{\sigma - \sigma}}, \quad (1)$$

где σ_w – параметр распределения Вейбулла с размерностью напряжения, МПа;

$\hat{\sigma}$ – максимальное напряжение нагрузочного блока, МПа;

$\check{\sigma}$ – минимальное напряжение нагрузочного блока, МПа.

K_w может изменяться от 0 до 1, характеризуя таким образом любой практически возможный нагрузочный режим (от особо легкого режима нерегулярного нагружения, при $K_w \leq 0,2$, до регулярного нагружения, при $K_w = 1$).

Автором [7] установлена расчетная зависимость между долговечностью при нерегулярном и регулярном нагружении с использованием для описания нерегулярного и регулярного нагружения натуральных деталей машин и элементов конструкций трехпараметрического распределения Вейбулла.

Указанная связь осуществляется через зависимость относительного числа циклов до точки нижнего перелома кривой усталости $N_{GOTH} = \frac{N_{GH}}{N_G}$ от критерия нагруженности K_w .

Данную зависимость удобно представить в координатных осях $K_w - N_{GOTH}$ (N_{GH} и N_G – число циклов до точки нижнего перелома кривой усталости при нерегулярном и регулярном нагружении соответственно).

Учет нагрузочного режима на стадии проектной оценки ресурса обеспечивается величиной критерия K_w , который определяется расчетным путем (для заданного вари-

анта нагруженности оси, входящей в динамическую имитационную системную модель АТС) или экспериментально (по результатам натурного тензометрирования). При его выборе учитывается тип (класс) детали, ее опасной зоны, сечения или элемента по нагруженности.

Расчет ресурса (долговечности) оси с требуемой вероятностью неразрушения при эксплуатационном нерегулярном нагружении, соответствующем определенному нагрузочному режиму (значению критерия нагруженности $K_w < 1$), проводят с использованием уравнения кривой усталости для эксплуатационного (нерегулярного) нагружения

$$N_{\Sigma P} = N_{GH} \cdot \left(\frac{\sigma_{RP}}{\sigma} \right)^m, \quad (2)$$

где $N_{GH} = N_G \cdot N_{GOTH}$; σ_{RP} – предел выносливости детали, соответствующий вероятности неразрушения P , МПа.

В случае несоответствия сечений конструкции оси требуемым ресурсу и вероятности неразрушения, производится корректировка их геометрии, назначение обрабатывающих и упрочняющих технологий [8], замена материала, изменение схемы нагружения и т.д. Доведенная таким образом модель конструкции для конкретной нагрузки на ось изготавливается в натуре и направляется на стендовые ускоренные испытания в количестве не менее пяти штук. После проведения стендовых испытаний, в случае попадания эксплуатационных долговечностей в одну генеральную совокупность, уточняются полученные расчеты ресурса, после чего выдается рекомендации по использованию осей.

В результате анализа существующих конструкций предложена базовая конструкция оси прицепного состава автомобилей, исходя из комплексного анализа ее массогабаритных, технологических и эксплуатационных характеристик с учетом материалов трубной заготовки и других деталей оси.

Расчетно-эксплуатационный и расчетный анализ базовой составной трубной сварной конструкции оси на долговечность по критерию сопротивления усталости позволил предложить новую конструкцию, трехмерная модель которой приведена на рис. 1, а конечноэлементная – на рис. 2.



Рис. 1. Трёхмерная модель исследуемой оси прицепа

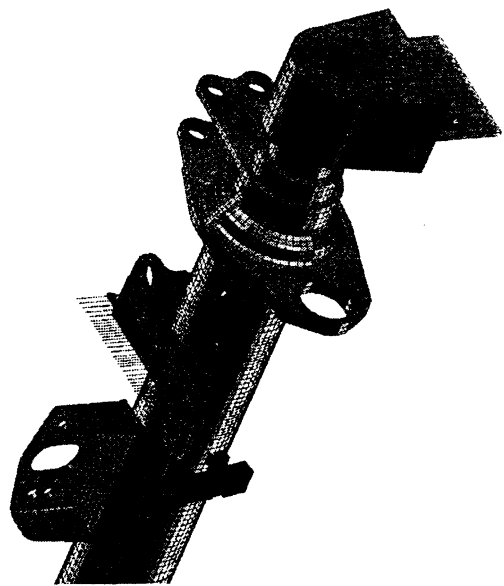


Рис. 2. Конечноэлементная модель исследуемой оси

Для сравнения с расчётом имеются данные по напряжениям, полученные с помощью тензодатчиков, наклеенных вдоль оси балки в указанных на схеме местах (см. Рис.3).

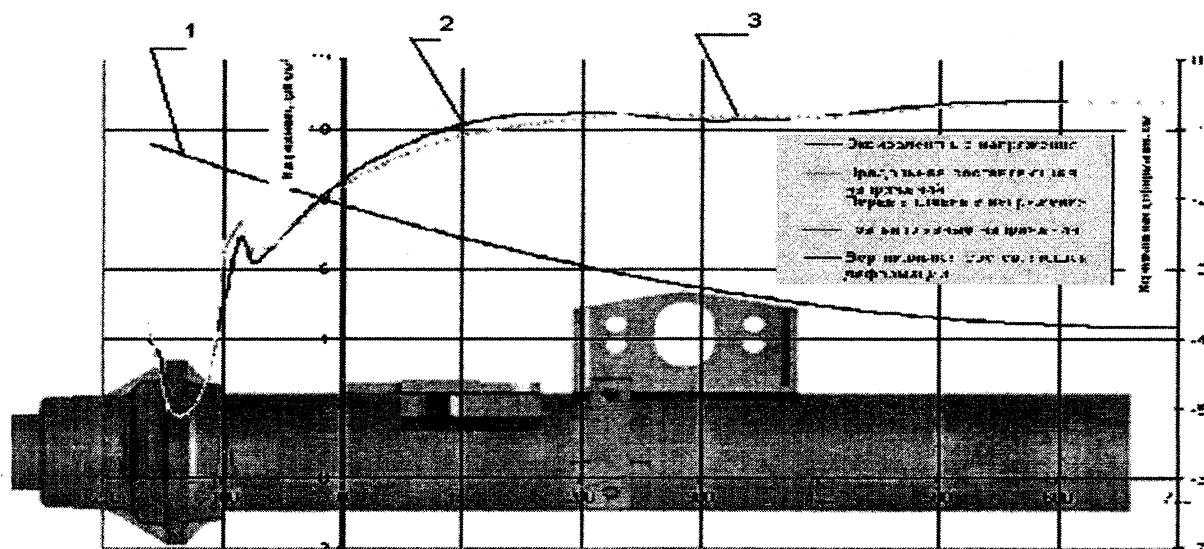


Рис. 3. Характеристики НДС балки оси снизу:

- 1 – вертикальная составляющая деформаций; 2 - эквивалентные напряжения;
3 – первые главные напряжения

Места наклеивания датчиков: 1 - в нижней части балки оси перед тормозным суппортом; 2 - в нижней части балки оси в плоскости симметрии; 3 - симметрично датчику № 1.

По указанным точкам проводится сопоставление результатов испытаний с осевыми расчётными напряжениями (см. табл. 1).

Таблица 1. Сопоставление напряжений, полученных экспериментальным и расчётным путём

Источник	Напряжения в даН/мм ²			Разница
	Датчик № 1	Датчик № 2	Датчик № 3	
Испытания	5.6	10.4	5.9	
Расчёт	6.6	10.78	6.6	
	17.9%	3.7%	11.9%	

Как видно имеется заметное отличие экспериментальных данных от расчётных. Однако, оно ни в одном случае не превышает значения 20%. И это при том, что, как мы видим, даже в пределах одного эксперимента полученные на симметричных датчиках значения напряжений отличаются на 5.4%. Кроме того, по эквивалентным напряжениям получается гораздо лучшее совпадение. Логично предположить, что при проведении экспериментальных исследований с использованием значительно большего количества тензодатчиков, среднее отличие от расчёта не превысило бы значения, полученного по

прогибу. Следовательно получена расчетная модель оси с характеристиками, соизмеримыми с натурной конструкцией.

Методика расчетного исследования статического напряженно-деформированного состояния конструкций осей прицепного состава автомобилей включает следующие основные этапы: создание объёмной модели (выполнение геометрической модели, адаптация геометрической модели для получения на её основе КЭ сетки); создание конечноэлементной модели (выполнение КЭ модели несущей конструкции. нагружение конечноэлементной модели); расчет конструкции МКЭ; анализ результатов расчета.

Так, на рис. 4 в качестве примера приведена упрощенная расчетная модель балки оси, на которой видны поля распределения главных напряжений при действии рабочей вертикальной нагрузки на ось.

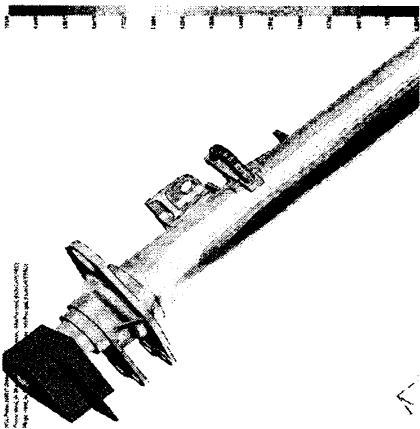


Рис. 4. Распределение первых главных напряжений в оси под действием вертикальной нагрузки. Вид снизу

В результате расчёта методом конечных элементов получены характеристики напряжённо-деформированного состояния оси самосвального прицепа под действием статической нагрузки аналогичной стендовой. Полученные характеристики НДС отличаются от экспериментальных на величину, не превышающую 15 - 20%.

Вертикальная нагрузка не вызвала возникновения в деталях исследуемой конструкции напряжений достигающих предела текучести. Полученные данные возможно использовать для оценки напряжённости с имитацией стендовой нагрузки.

В результате расчёта получены характеристики напряжённо-деформированного состояния балки оси самосвального прицепа с боковой разгрузкой в режиме стендовых испытаний с вертикальной нагрузки 9000 даН.

Под действием одной вертикальной нагрузки нагруженность деталей оси не достигает критических значений. Худшие значения коэффициентов запаса по пределу текучести составляют: для оси 1,69.

Проведенный расчёт наглядно показал, что при достаточно детальном моделировании, возможно, воспроизвести стендовое нагружение исследуемой оси и получить характеристики НДС, незначительно отличающиеся от замеренных на стенде.

После статической доводки конечноэлементной модели конструкции по критериям прочности и жесткости, оценивается нагруженность опасных зон, сечений и их элементов с использованием динамической виртуальной модели автопоезда, фрагмент модели подвески полуприцепа которого приведен на рис. 5.

Так, например, для случая движения по булыжному покрытию с грузом для сечения 1 критерий нагруженности составляет $K_w = 0,268$.

Трубы для балок осей по ГОСТ 8731-87 изготовлены из стали 45. Расчет характеристик сопротивления усталости и их рассеяния для проектируемых осей проведен в четырех опасных с точки зрения усталости сечениях (см. табл. 1). Результаты расчета приведены в табл. 2.

Так, например, для случая движения по булыжному покрытию с грузом для сечения 1 критерий нагруженности составляет $K_w = 0,268$.

Трубы для балок осей по ГОСТ 8731-87 изготовлены из стали 45. Расчет характеристик сопротивления усталости и их рассеяния для проектируемых осей проведен в

четырёх опасных с точки зрения усталости сечениях (см. табл. 1). Результаты расчета приведены в табл. 2.

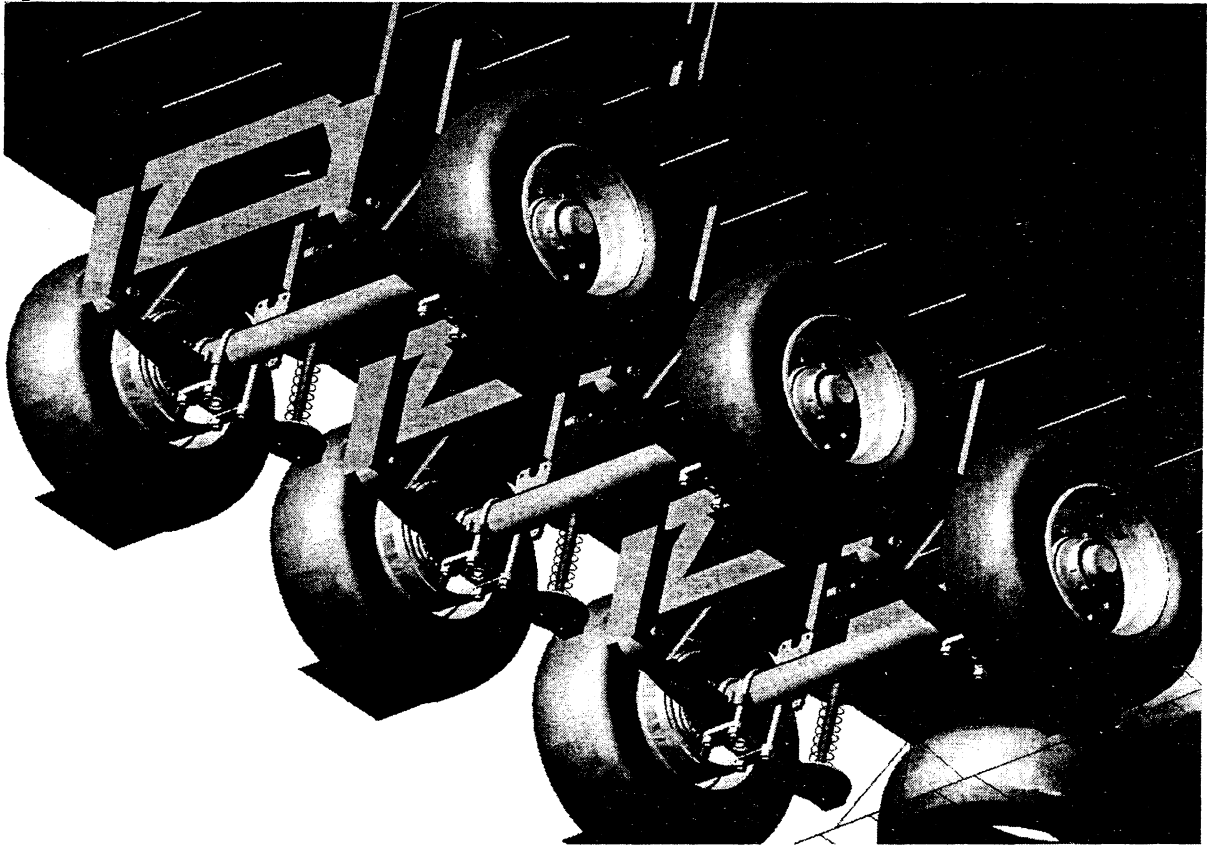


Рис. 5. Фрагмент динамической виртуальной модели подвески полуприцепа магистрального автопоезда Минского автомобильного завода

На основании совместного анализа нагруженности опасных сечений и их характеристик сопротивления усталости, проектную оценку долговечности балок осей произведена только в сечениях 1, 3 и 4.

Результаты вероятностного проектного расчета долговечности в зависимости от конструктивных вариантов сечений и нагрузки на ось в настоящей статье не представлены в связи с ограниченностью ее объема.

Таблица 1

Характеристики опасных с точки зрения усталости сечений осей автомобильных прицепов

Номер сечения	Краткая характеристика опасного сечения
1	<i>Место установки и сварки тормозного суппорта</i>
2	Место посадки дистанционного кольца на диаметр $\varnothing 120,5^{+0,133}_{+0,079}$ с галтелью R6. Опасным концентратором является натяг (фреттинг-коррозия)
3	Место установки тормозного суппорта на диаметр $\varnothing 125^{+0,063}$. Расчет проведен для цельного металла после черновой обработки от $\varnothing 127$ (сварка не учтена)
4	Место установки рессорных площадок на $\varnothing 125$ после черновой обработки от $\varnothing 127$. Расчет проведен для цельного металла (сварка не учтена)

Таблица 2

Характеристики сопротивления усталости осей автомобильных прицепов

Но- мер сече- ния	$\bar{\sigma}_{RD}$, МПа	95%-ные довери- тельные интервалы для $\bar{\sigma}_{RD}$, МПа	m	N_G , цик- лы	\bar{V}_{σ_R}	\bar{S}_{σ_R} , МПа	95%-ные до- верительные интервалы для \bar{S}_{σ_R} , МПа
1	136,40	126,41...146,39	2,96	$6,7 \cdot 10^5$	0,0876	11,95	8,42...21,46
2	159,57	149,40...169,74	3,61	$2 \cdot 10^6$	0,0762	12,16	8,57...21,84
3	142,27	134,42...150,12	3,20	$2 \cdot 10^6$	0,0660	9,39	6,62...18,86
4	312,25	295,02...329,48	7,48	$2 \cdot 10^6$	0,0660	20,61	14,52...37,02

В качестве примера, на рис. 6 приведены кривые усталости балок осей для вероятности неразрушения $P = 0,99$ (1 – регулярное нагружение; 2 – нерегулярное нагружение блоком; 3 – нерегулярное нагружение ступенчатым блоком (по методике МАЗ)), а на рис. 7 – функции распределения усталостной долговечности (их нижние 95%-ные доверительные области) для сечения, проходящего через зону сварки тормозного суппорта в случае движения по булыжному покрытию с грузом для цельного металла и для сварных швов (1 – место установки тормозного суппорта при (цельный металл); 2 – сварной шов тормозного суппорта при $\alpha = 360^\circ$; 3 – сварной шов тормозного суппорта при $\alpha = 105^\circ$ и $\rho_\gamma = 50$ мм.; 4 – сварной шов тормозного суппорта при $\alpha = 90^\circ$ и $\rho_\gamma = 44$ мм) по кольцу при $\alpha = 360^\circ$; по дуге при $\rho_\gamma \leq 50$ мм и $\alpha \leq 105^\circ$; по дуге при $\rho_\gamma \leq 44$ и $\alpha \leq 90^\circ$.

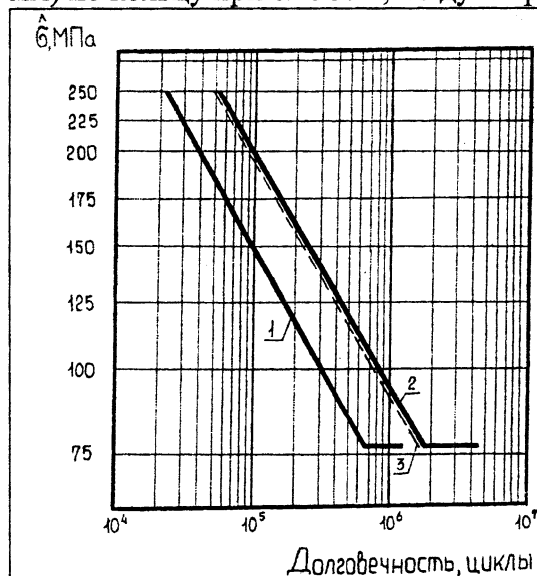


Рис. 6. Кривые усталости серийных осей автомобильных прицепов

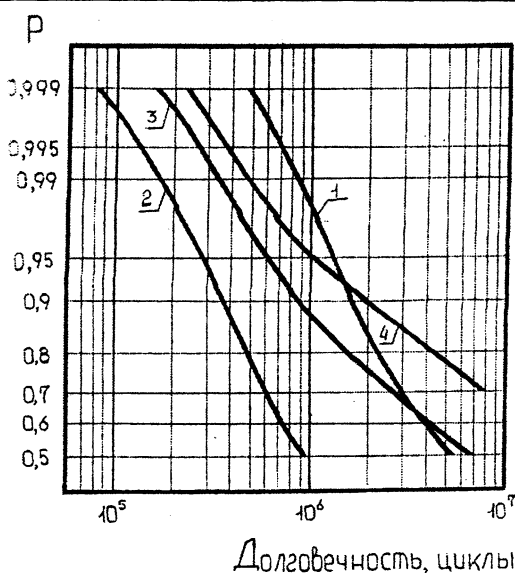


Рис. 7. Функции распределения долговечности проектируемой балки оси в зоне установки и сварки тормозного суппорта при нагрузке на ось 10 тонн

Совместный анализ результатов проектных расчетов долговечности проектируемых осей в сравнении с прототипом позволил сделать следующие выводы. Опасными с точки зрения усталости являются оба исследуемых сечения. Очевидно, что исходя из требования равнопрочности конструкции, долговечность по сварным швам должна быть не менее долговечности по цельному металлу балки оси. Этим объясняется проектная проверка по долговечности нескольких конструктивных вариантов сварных

швов в обоих сечениях. Так, для четвертого конструктивного варианта сечения балки оси размером 125x23 мм при нагрузке на ось $Q=100$ кН разрушение по цельному металлу будет отсутствовать до вероятности неразрушения $P \leq 0,7$.

При этом, для исключения возможности разрушения по сварным швам рессорной площадки, их рекомендуется переместить в нейтральную горизонтальную область балки ($p_y \leq 32$ мм), изменив незначительно при этом размеры площадки.

Для достижения равнопрочности сечений (соответственно 3 и 1 по цельному металлу и сварным швам), последние рекомендуется выполнять не по кольцу при $\alpha=360^\circ$, а по дугам при угле обхвата каждым швом $\alpha \leq (90^\circ \dots 105^\circ)$ и с расстоянием наиболее удаленной точки сварного шва от нейтральной горизонтальной плоскости $\rho_y \leq (44 \dots 50$ мм).

Из анализа рис.7 видно, что, исходя из требования равнопрочности конструкции, предпочтительнее следующий конструктивный вариант выполнения сварного соединения тормозного суппорта с балкой оси: $\alpha \leq 90^\circ$ и $p_y \leq 44$ мм.

В результате проведенных исследований и использования разработанной методики ресурсного проектирования, разработан типаж осей прицепного состава Минского автозавода, отличающийся более высокой технологичностью и меньшей трудоемкостью изготовления, пониженной (на величину до 20%) металлоемкостью и с повышенной надежностью.

Предложены варианты технологического упрочнения опасных мест с проведением соответствующей расчетной оценки их ресурса и надежности.

В настоящее время проводятся проектно - конструкторские и научно - исследовательские работы по подготовке производства разработанного типажа осей прицепного состава с пониженной металлоемкостью подшипниковых узлов для различных нагрузок на ось и условий эксплуатации.

Результаты исследований, использованы для ресурсного проектирования осей и применяются в настоящее время при отработке соответствующих методик проектирования рессор и рам прицепного состава автомобилей.

Литература: 1. Капуста П.П. Вероятностная оценка характеристик сопротивления усталости деталей на стадии проектирования машин. - Мн.: "Технопринт", 2001. - 97 с. 2. Капуста П.П. Расчеты на сопротивление усталости. - Мн.: Изд. ПП БелНИИНТИ, 1989 г., 98 с. 3. Почтенный Е.К., Капуста П.П. Приведение асимметричных циклов к эквивалентным по повреждающему воздействию симметричным или отнулевым// Весці НАН Беларусі: Серыя фізіка-тэхнічных навук.- 2000. - №2. - С. 59 – 61. 4. Капуста П.П. Математическая модель как инструмент ресурсного проектирования АТС// Автомобильная промышленность. – 2001. - № 11. - С. 15-18. 5. Капуста П.П. Уравнения нерегулярной нагруженности деталей машин// В сб. Машиностроение: Сб. научн. трудов. Вып. 17. Под ред. И.П. Филонова. – Мн.: УП "Технопринт", 2001. - С. 323-327. 6. Капуста П.П. Ресурсное проектирование несущих деталей АТС// Автомобильная промышленность. - 2000. - №2. - С. 59 – 61. 7. Принципы ресурсного проектирования несущих систем и деталей мобильных транспортных машин.// В сб. Материалы МНК "Механика машин на пороге III тысячелетия"/ Под общ. ред. акад. М.С. Высоцкого; - Минск: НИРУП "Белавтотракторостроение", 2001. – С. 433 – 438. 8. Капуста П.П. Учет технологий изготовления и упрочнения деталей при ресурсном проектировании машин заданной надежности// Технология, оборудование, автоматизация, неразрушающий контроль процессов нагрева и упрочнения деталей на машиностроительных предприятиях: Сб. научн. трудов под ред. П.С. Гурченко. – Мн.: УП «Технопринт», 2002., 163 с.