

тивным пробегам между моментами обслуживания. При этом для всех групп автомобилей число приемов-заездов на ТО-2 предусматривается одинаковым. По истечении планового периода, для которого составлен график, в график вписываются даты последующего цикла обслуживания, тогда как сам график остается неизменным. В случае списания или замены отдельных автомобилей, в соответствующих клетках графика делаются исправления. Для вновь поступающих автомобилей в графике предусматриваются свободные строки.

Библиографический список

1. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта. Минавтотранс, РСФСР. – М.: Транспорт, 1986. – 86 с.

2. Кузнецов Е.С. Техническая эксплуатация автомобилей: учеб. для вузов / под ред. Е. С. Кузнецова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 2004. – 535 с.

УДК 629.1

РАСЧЕТ НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ ШАРОВОГО ПАЛЬЦА РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ АВТОБУСА «ВОЛЖАНИН – 329001»

Бадиков К.А., Тышкевич В.Н., Чернова Г.А.

ФГБОУ ВПО «Волгоградский государственный технический университет» (ВолгГТУ),

400005, г. Волгоград, пр-т им. Ленина, 28, Geronimo855@mail.ru

Аннотация

Определены нагрузки и проведен расчет на усталость шарового пальца рулевого управления.

Ключевые слова: рулевое управление, шаровый палец, усталостная прочность.

CALCULATION ON THE FATIGUE STRENGTH BALL PIN STEERING THE BUS «VOLZHANIN-329001»

Badikov K., Tyshkevich V., Chernova G.

Volgograd State Technical University

Abstract

Loads are defined and carried out a fatigue calculation ball pin steerin.

Key words: steering system, steering arm pin, fatigue strength.

Автобусы «Волжанин-329001» эксплуатируются в муниципальном унитарном предприятии ВАК-1732 (г. Волгоград) на городских пассажирских перевозках.

В процессе эксплуатации автобусов отмечаются сходы автобусов с линии из-за неисправности рулевого управления.

На автобусе «Волжанин» установлен рулевой механизм марки ZF8033 типа «винт-шариковая гайка–рейка-сектор». Рулевой привод оборудован гидроусилителем, устройство которого представлено на рис. 1,2.

Основные неисправности рулевого управления: люфт продольной рулевой тяги; люфт поперечной рулевой тяги; люфт карданного вала руля; люфт пальца рулевой тяги; неисправность крепления насоса гидроусилителя; течь масла с рулевого механизма; течь масла с насоса гидроусилителя; тугое рулевое управление и биение руля.

Сходы автобусов с маршрута по причине неисправностей рулевого управления зависят от множества факторов, в частности, из-за отсутствия грязезащитного чехла на шаровых пальцах и неудовлетворительного состояния дорог возможен дополнительный износ и выбивание шаровых пальцев.

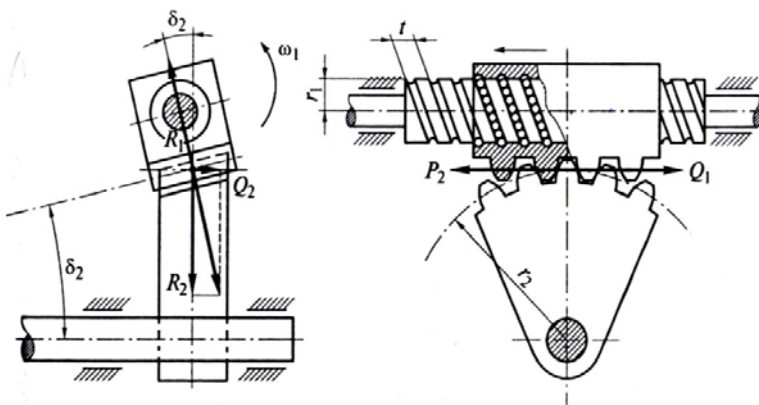


Рис. 1. Схема сил в рулевом механизме типа «винт-гайка-рейка-сектор»
 P – окружная сила; Q – осевая сила; R – радиальная сила; t – шаг винта;
 δ – угол наклона зубчатого сектора [3]

На шаровой палец действуют крутящий и изгибающий моменты. Опасное сечение находится в месте перехода пальца в шаровую головку – сечение В-В (рис. 3).

Расчет на статическое нагружение шарового пальца автобуса «Волжанин-3290» показал, что напряжения смятия и напряжение среза не превышают допустимых значений.

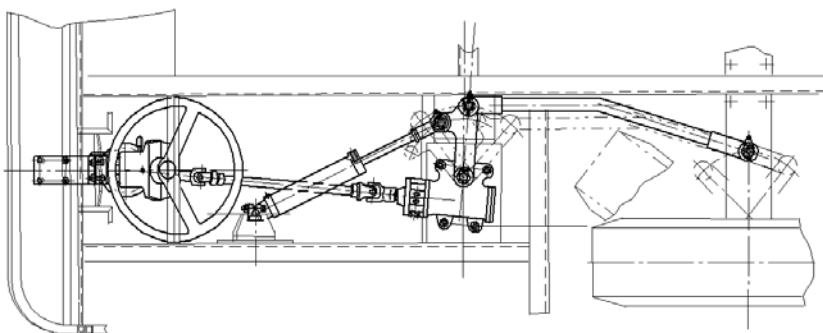


Рис. 2. Механизм рулевого управления автобуса «Волжанин-3290»

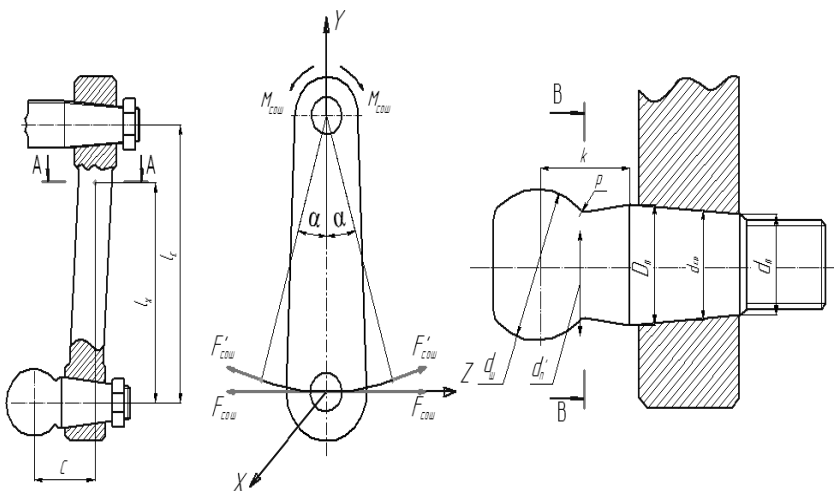


Рис. 3. Расчетная схема сошки и шарового пальца рулевого механизма:
 c – вынос шарового пальца; a_c – расстояние от оси шарового пальца до оси рулевого вала; l_x – расстояние от оси шарового пальца до опасного сечения А-А; d_c – диаметр шарового пальца

Расчет на усталость проведен по ГОСТ 25.504-82 «Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости».

Испытание на стенде показало, что шаровой палец имеет твердость HRC 26...28. Это указывает на отсутствие термообработки. Обработка поверхности пальца – полирование.

Из расчета известно, что момент усилия на сошке F_{cow} равен 13880 Н·м.

Напряжение смятия шарового пальца в месте соединения с сошкой

$$\sigma_{см} = \frac{F_{сош}}{d_{ср} \cdot h} = \frac{13880}{0,018 \cdot 0,020} = 38,55 \text{ МПа} \leq [\sigma_{см}] = 240 \dots 300 \text{ МПа},$$

где $d_{ср}$ – средний диаметр шарового пальца;

h – толщина сошки в месте установки пальца.

Напряжение среза пальца в сечении А-А

$$\tau_{ср} = \frac{F_{сош}}{\frac{\pi \cdot d_n'^2}{4}} = \frac{13880}{\frac{3,14 \cdot 0,015^2}{4}} = 78,84 \cdot 10^6 \text{ Па} = 78,84 \text{ МПа} \leq$$

$$\leq [\tau_{ср}] = 100 \dots 120 \text{ МПа},$$

где d_n – диаметр шарового пальца в опасном сечении (в месте перехода пальца к шаровой головке).

Напряжение изгиба пальца в сечении В-В

$$\sigma_{изг \text{ В-В}}^{\max} = \frac{M_{В-В}}{W_{изг}} = \frac{F_{сош} \cdot k}{\frac{\pi \cdot d_n'^3}{32}} = \frac{13880 \cdot 0,021}{\frac{3,14 \cdot 0,015^3}{32}} = 371,31 \cdot 10^5 \text{ Па} = 371,31 \text{ МПа} \leq$$

$$\leq [\sigma_{изг}] = 200 \dots 240 \text{ МПа},$$

где k – расстояние центра шара до опасного сечения В-В.

Напряжение смятия шаровой головки пальца:

$$\sigma_{см} = \frac{F_{сош}}{\frac{\pi \cdot d_{ш}^2}{4}} = \frac{13880}{\frac{3,14 \cdot 0,025^2}{4}} = 28,32 \cdot 10^5 \text{ Па} = 28,32 \text{ МПа} \leq$$

$$\leq [\sigma_{см}] \leq 240 \dots 300 \text{ МПа},$$

где $d_{ш}$ – диаметр шаровой головки пальца [1].

На палец действуют переменные напряжения, поэтому разрушение материала происходит при напряжениях σ_{\max} и σ_{\min} значительно меньших, чем опасные (предельные напряжения) при статическом нагружении [2].

Амплитудное напряжение

$$\sigma_a = \sigma_{В-В}^{\max} = \frac{F_{сош} \cdot k}{\frac{\pi \cdot D_n^3}{32}} = \frac{138 \cdot 0,009}{\frac{3,14 \cdot 0,02^3}{32}} = 159,10 \cdot 10^6 \text{ МПа} = 159,10 \text{ Па}.$$

Коэффициент запаса прочности при изгибе

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{K \cdot \sigma_a} = \frac{250}{1,23 \cdot 159,10} = 1,27 \leq [n] = 1,5,$$

где σ_{-1} – предел выносливости для стали 30, $\sigma_{-1} = 250$ МПа;

K – общий коэффициент снижения предела выносливости:

$$K = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v \cdot K_A},$$

где K_A – коэффициент влияния анизотропии;

K_v – коэффициент влияния поверхностного упрочнения поверхности пальца на предел выносливости;

$K_{F\sigma}$ – коэффициент влияния качества обработки (шероховатости).

Для $\sigma_B = 300$ МПа $K_{F\sigma} = 0,9 \dots 0,95$.

При σ_B , имеющей значение до 600 Мпа, $K_A = 0,9$. При кручении анизотропию не учитывают. Так как неизвестны технологические режимы упрочнения детали, принимаем $K_v = 1$.

Теоретический коэффициент концентрации напряжений α_{σ} для ступенчатого вала с галтелью при изгибе принимаем из рис. 2 для отношения $\rho/d_{cp} = 5/18 = 0,28$ и $d_{uu}/d_{cp} = 25/18 = 1,39$. $\alpha_{\sigma} = 1,1$ при $\rho = 3$ мм, $d_{cp} = 18$ мм $d_{uu} = 25$ мм.

$$K_{\sigma} = 1 + q \cdot (\alpha_{\sigma} - 1) = 1 + 0,65 \cdot (1,1 - 1) = 1,065,$$

где для $\rho = 3$ мм, $q = 0,65$ (рис. 2) [4].

Принимаем для стали (марка 30) отношение пределов текучести и прочности $\frac{\sigma_T}{\sigma_R} = 0,5$.

Коэффициенты, учитывающие концентрацию напряжений и масштабный эффект, определяем единым отношением

$$\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} = \frac{K_{\sigma}}{K_2},$$

где $K_2 = 1 - (1 - \frac{\sigma_{-1}^P}{\sigma_{-1}}) \cdot 0,77 \cdot \lg \frac{d_{uu}}{d_0} = 1 - (1 - 0,8) \cdot 0,77 \cdot \lg \frac{15}{7,5} = 0,95$;

d_{uu} – диаметр шарового пальца в сечении А-А, $d_{uu} = 15$ мм;

$d_0 = 7,5$ мм для стандартного образца;

σ_{-1}^P – предел выносливости при растяжении-сжатии, принимаем $\frac{\sigma_{-1}^P}{\sigma_{-1}} = 0,8$.

$$\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} = \frac{K_{\sigma}}{K_2} = \frac{1,065}{0,95} = 1,12$$

$$K = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v \cdot K_A} = \left(1,12 + \frac{1}{0,9} - 1 \right) \cdot 1 = 1,23.$$

Проверка твёрдости материала шарового пальца сошки проведена в лабораторных условиях. Проверка показала, что материал пальца соответствует стали марки 30 без термообработки. На палец действует амплитудное напряжение равное 159,10 МПа. Среднее значение предела

выносливости равно 243 МПа, коэффициент снижения предела выносливости $K = 1,23$. Расчёт показал, что в опасном сечении А-А в месте галтели, запас прочности на усталость равен $n=1,27$, при рекомендуемом значении $[n] \geq 1,5$.

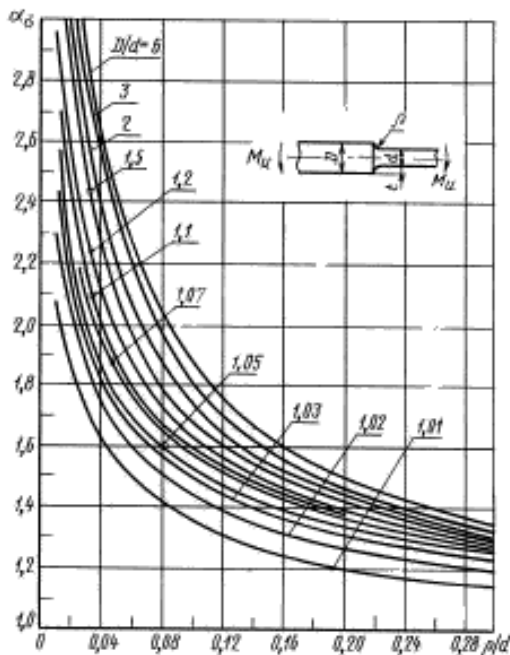


Рис. 4 – Значения α_σ для вала с галтелью

Вывод: для обеспечения работоспособности и увеличения запаса прочности необходимо применять для шарового пальца сошки легированную сталь 12ХНЗА, 20ХНЗА с термообработкой.

Библиографический список

1. Дарков А.В., Шпиро Г.С. Сопrotивление материалов. – М.: Высш. шк, 1989. – 624 с.
2. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. справочник по соprotивлению материалов. – Киев: Наукова думка, 1974. – 704 с.
3. Рампейль Й. Шасси автомобиля: Рулевое управление / пер. с нем. В.Н. Пальянова / под ред. А.А. Гальбрейха. – М.: Машиностроение, 1987. – 232 с.
4. ГОСТ 25.504-82 «Расчеты и испытания на прочность».