

Моменты времени получения входных, управляющих и выдачи выходных сигналов назовём «контрольными» моментами времени (t^*), а состояния агрегата в контрольные моменты времени – «критическими» состояниями $z(t^*)$. После критического состояния агрегат скачком может перейти в новое состояние.

На выход агрегата в дискретные моменты времени $t_{\text{вых}}^*$ поступают выходные сигналы y . Выходной сигнал y принадлежит множеству Y , $y \in Y$ и определяется по состоянию агрегата $z(t)$ при помощи оператора выхода E . В качестве выходного сигнала может быть, например, информация о том, что агрегат закончил обслуживание требования или, например, требование покинуло агрегат (один из каналов свободен). В дискретные моменты времени $t_{\text{упр}}^*$ агрегат может получать управляющие сигналы γ , которые являются элементами множества Γ , $\gamma \in \Gamma$.

Кроме состояния $z(t)$ будем также рассматривать и состояние $z(t+0)$. Условимся, что для всякого ($t_1 > t$) момент ($t+0$) находится в полуинтервале $(t, t_1]$. Для любого момента времени t состояние агрегата $z(t)$ может быть получено по предыдущим состояниям с помощью случайного оператора P . Вид оператора P будет зависеть от того, попадают ли в данный интервал контрольные моменты времени или не попадают. Если $z(t^*)$ – критическое состояние агрегата, $t_{\text{вх}}^*$ – момент поступления входного сигнала, а γ_i – последний управляющий сигнал, то $z(t_{\text{вх}}^*+0) = P_1[z(t^*), x, \gamma_i]$. Если $t_{\text{упр}}^*$ – момент прихода управляющего сигнала γ , то $z(t_{\text{упр}}^*+0) = P_2[z(t^*), \gamma]$. В случае одновременного поступления входного x и управляющего γ сигналов $z(t_{\text{вх,упр}}^*+0) = P_3[z(t^*), x, \gamma]$. Если $t_{\text{вых}}^*$ – момент выдачи выходного сигнала y , то $z(t_{\text{вых}}^*+0) = P_4[z(t^*), \gamma_i]$. В периоды между критическими состояниями $z(t)$ определяется при помощи операторов P_5 , вид которых зависит от критического состояния, являющегося для данного промежутка начальным состоянием $z(t) = P_5[z(t^*+0), \gamma_i, t]$. Здесь t^* – момент исходного критического состояния для данного интервала времени.

Возьмём в качестве состояния агрегата $z(t) \in Z(t)$ пару (v, z_v) . Параметр v назовём дискретной составляющей состояния или основным состоянием, а z_v – вектором вспомогательных координат. Дискретная составляющая v показывает общее количество требований (вагонов), находящихся в системе (на обслуживании и в ожидании обслуживания), $v = (0, 1, 2, \dots, k)$. Максимальная величина этого параметра определяется количеством обслуживаемых каналов n на позиции и вместимостью зоны ожидания перед позицией l ; $k = (n + l)$. Параметр v может изменяться с единичной скоростью в сторону уменьшения или увеличения. Вектор z_v может иметь следующие координаты: $z_v = (\xi, \zeta)$, где $\xi = (\xi_1, \dots, \xi_k, \dots, \xi_n)$ и $\zeta = (\zeta_1, \dots, \zeta_l, \dots, \zeta_l)$, а ξ_k – время, оставшееся до окончания обслуживания требования k -каналом; ζ_i – время, оставшееся до начала обслуживания i -го требования в очереди. В момент времени, когда ξ_k станет равным нулю (обслуживание требования окончено), происходит изменение состояния системы (скачок). Аналогично, когда ζ_i станет равным нулю (требование из очереди начало обслуживаться), также происходит изменение состояния системы (скачок).

Таким образом, математическая схема агрегата может быть положена в основу при разработке имитационных моделей работы гибких поточных линий для ремонта вагонов.

УДК 629.4.027.118

К ВОПРОСУ ОБОСНОВАНИЯ ДИАМЕТРОВ ОСЕЙ КОЛЕСНЫХ ПАР ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

В. В. ПИГУНОВ

Белорусский государственный университет транспорта

В современных конструкциях вагонов имеет место специализация колесных пар для грузовых и пассажирских вагонов. Однако она реализуется только за счет специализации колес. Ось является унифицированной по размерам для колесных пар грузовых и пассажирских вагонов.

В данной работе сделана попытка обосновать размеры оси колесной пары, специализированной для пассажирских вагонов, то есть для осевой нагрузки 177 кН (18 тс).

Для выполнения расчетов использовалась разработанная автором программа расчета оси колесной пары вероятностным методом. Данная программа позволяет выполнять варианты расчёты, исследовать зависимость показателей, характеризующих статическую прочность, усталостную прочность и надёжность, от конструктивных особенностей оси и осевой нагрузки.

Расчёты выполнялись для сплошной оси с цилиндрической средней частью и торцевым креплением подшипников шайбой. В качестве начального варианта рассматривалась ось типа РУИШ с диаметрами шейки,

предподступичной, подступичной и средней частей соответственно 130, 165, 194 и 170 мм. Последующие расчеты выполнялись с уменьшением диаметров основных частей оси с шагом 1–2 мм.

В процессе расчета по каждому варианту производилась оценка статической и усталостной прочности для пяти расчётных сечений по длине оси:

- 1–1 – по внутренней кромке кольца заднего подшипника (начало разгружающей канавки);
- 2–2 – по галтели шейки оси;
- 3–3 – в плоскости круга катания;
- 4–4 – посередине оси;
- 5–5 – по галтели в месте перехода от подступичной части к средней.

Оценка статической прочности производилась сравнением расчетных напряжений с допускаемыми, усталостной прочности – сравнением расчетных коэффициентов запаса усталостной прочности с допускаемым коэффициентом ($n = 2,3$).

Анализ результатов расчета типовой оси типа РУ1Ш показал следующее:

- конструкция оси является неравнопрочной, так как для каждого расчётного сечения напряжения и коэффициенты запаса усталостной прочности различны;
- наибольшие напряжения (76,44 МПа) и наименьший коэффициент запаса усталостной прочности (2,98) имеют место в сечении 3–3;
- наименее нагруженным является сечение 4–4 (расчетное напряжение – 58,31 МПа, расчетный коэффициент запаса усталостной прочности – 5,94).

При уменьшении диаметра шейки до 115 мм и диаметра подступичной части до 180 мм расчетное сечение 2–2 перестало удовлетворять требованиям статической и усталостной прочности ($\sigma = 103$ МПа, $n = 2,16$), сечение 3–3 – требованиям усталостной прочности ($n = 2,28$).

Соответственно уменьшение диаметра средней части оси до 135 мм привело к получению расчетного коэффициента запаса усталостной прочности ($n = 2,29$) ниже допускаемого.

В результате выполнения вариантных расчетов установлены диаметры шейки, подступичной и средней частей оси, удовлетворяющие условиям статической и усталостной прочности. Они равны 118, 182 и 136 мм. Итоговые данные для полученного варианта сведены в следующую таблицу:

Расчетные сечения	Напряжения, МПа	Коэффициент запаса усталостной прочности
1-1	78,147	3,339
2-2	96,462	2,355
3-3	92,184	2,365
4-4	116,133	2,401
5-5	123,918	2,054

Переход к конструкции оси с уменьшенными диаметрами основных частей позволит снизить массу оси, следовательно, и массу вагона. В результате уменьшится динамическое воздействие вагона на путь.

УДК 629.463

К ВОПРОСУ О НАГРУЖЕННОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ БОКОВОЙ СТЕНЫ КРЫТЫХ ВАГОНОВ-ХОППЕРОВ

А. В. ПИГУНОВ

Белорусский государственный университет транспорта

Д. С. СИЛЬЧЕНКОВ

Белорусская железная дорога

Крытые вагоны-хопперы, предназначенные для перевозки насыпных грузов, получили широкое распространение. На сегодняшний день наиболее массовыми являются вагоны для перевозки цемента (модели 11-715, 11-758), минеральных удобрений (модели 11-740, 19-923) и зерна (модели 11-739, 19-752). При этом все вагоны имеют однотипные конструкции, отличающиеся в основном количеством бункеров и направлением разгрузки груза (наружу или вовнутрь вагона). Также наблюдаются отличия в конструкции загрузочных люков крыши.