



УДК.537.86

Ш.С. Аманжолова, Н.С. Жолнеров
ВКГТУ, г. Усть-Каменогорск**ОБ УСТОЙЧИВОСТИ ХОДА ГУСЕНИЧНЫХ КОВШОВЫХ МАШИН НА СЛАБОМ ОСНОВАНИИ**

Оценка устойчивости хода машин по методике Госгортехнадзора, применяемой для расчета одноковшовых экскаваторов с крановым оборудованием, оценивается коэффициентами грузовой и собственной устойчивости. Этот же расчет можно более эффективно провести, исходя из условий динамического равновесия всей механической системы машина-груз.

Сначала рассмотрим задачу о давлении гусеницы ковшового экскаватора на основание при его движении по слабому грунту. Если поступательная скорость гусеничного хода оказывается меньше окружной скорости ведущего колеса, то опорная ветвь гусеницы в процессе движения несколько смещается назад, что ведет к пробуксовыванию гусеницы. Степень буксования гусеничных движителей, как и ведущих колес, как известно, оценивается коэффициентом буксования. Однако коэффициент буксования гусеничных движителей на мягких грунтах значительно меньше коэффициента буксования колесных движителей.

Одним из основных показателей проходимости гусеничных машин по слабым грунтам является значение и характер распределения давлений по длине опорной ветви гусеницы. Если считать, что в передаче давления на основание участвует вся опорная длина гусениц, то эпюра давлений, в зависимости от положения центра масс машины, может быть изображена в виде трапеции, треугольника или прямоугольника (рис.1).

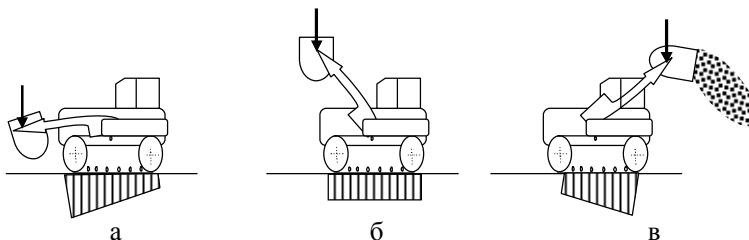


Рисунок 1 – Эпюры давлений гусеницы на грунт при различных положениях центра масс машины

В действительности в передаче давлений участвуют, в основном, только те звенья опорного участка гусениц, которые лежат под опорными катками. Обозначим через N_{ki} нормальную нагрузку i -го опорного катка на гусеницу. Тогда давление p_i этой нормальной нагрузки на грунт будет равно отношению N_{ki} к площади гусеничного звена bl (где b – ширина гусеничной ленты, l – длина гусеничного звена), лежащего под данным катком:

$$p_i = \frac{N_{ki}}{bl}.$$

Максимальное давление гусеницы на основание соответствует наиболее нагруженному опорному катку.

Предположим, что общий вес машины G равномерно распределяется по всем опорным каткам и найдем среднюю нормальную нагрузку:

$$N_c = \frac{G}{2n},$$

где n - число опорных катков на одной стороне гусеничного движителя; если ведущие и направляющие колеса гусеничного движителя имеют контакт с поверхностью качения, то они также учитываются в значении n . При таком предположении давление опорного катка на гусеницу будет усредненным и определится по следующей формуле:

$$p = \frac{N_c}{bl} = \frac{G}{2b \ln}.$$

При таком допущении эпюра давлений имеет один из видов, показанных на рис. 1. Равнодействующая этих давлений проходит через центр масс фигуры, соответствующей данной эпюре, а точка приложения этой равнодействующей, лежащая на опорной плоскости гусеницы, определяет положение центра давления гусеничного хода x_o .

При исследовании и расчете на устойчивость к опрокидыванию и путевой устойчивости ковшовых машин на гусеничном ходу в современной инженерной практике обычно используется метод кинетостатики на основе принципа Даламбера, т.е. исследуются условия динамического равновесия движущейся механической системы «машина-груз». Главный вектор сил инерций прикладывается к центру масс системы «машина-груз». При определении центра масс и реакций опор исходят из условия, что сила тяжести всей системы равномерно распределяется по всей опорной ветви гусеничной цепи.

Рассмотрим простейший случай, когда ковшовый экскаватор движется по горизонтальной плоскости при отсутствии каких-либо продольных нагрузок (например, трактор работает без прицепа). Положение центра давления гусеничного хода найдем из условия равновесия сил, действующих на машину. Составим для этого уравнения моментов относительно точки опоры ведущего колеса о грунт и уравнение проекций сил на ось y :

$$\begin{aligned}\sum M_k &= 0; R \cdot x_o - G \cdot x_c = 0; \\ \sum Y_k &= 0; R - G = 0.\end{aligned}$$

Очевидно, что в данном случае центр масс машины и центр давления находятся на одной вертикали, а реакция опор численно равна силе тяжести машины.

Рассмотрим случай, когда трактор работает с прицепом на горизонтальной площадке. Тогда дополнительно учитываем силы инерции P_u и усилие P_1 на крюке трактора (рис. 2).

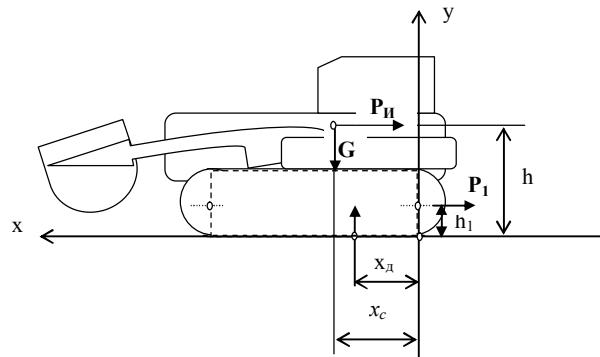


Рисунок 2 – Схема для определения центра давления гусеничного хода при работе машины с прицепом на горизонтальной площадке

Составим для этого случая два уравнения равновесия:

$$\sum M_a = 0; Rx_\partial - Gx_c + P_u h + P_l h_1 = 0;$$

$$\sum Y_k = 0; R - G = 0.$$

Из второго уравнения следует, что $R=G$; а из первого уравнения находим

$$\tilde{o}_a = \frac{Gx_c - P_e h - P_l h_1}{R} = \frac{Gx_c - P_e h - P_l h_1}{G}.$$

Как видим, значение x_∂ в общем случае не совпадает с координатой центра масс машины, т.е. центр давления гусеницы на грунт смещается от нормали к основанию, проходящей через центр масс машины.

Рассмотрим случай, когда гусеничная машина с прицепом работает на наклонной площадке (рис.3).

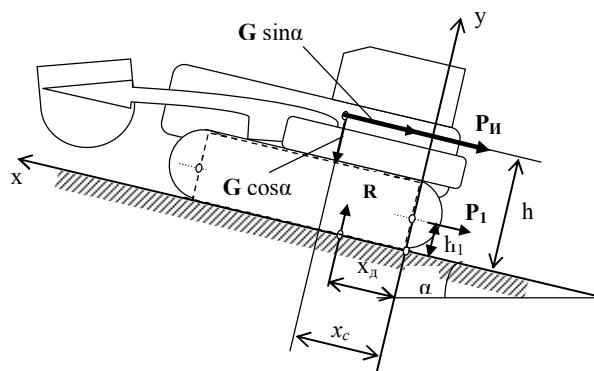


Рисунок 3 – Динамическое равновесие гусеничного движителя при работе ковшовой машины с прицепом на наклонной площадке

В этом случае уравнения динамического равновесия механической системы «машина-груз» будут иметь следующий вид:

$$\sum M_a = 0; Rx_\partial - Gx_c \cos \alpha + Gh \sin \alpha + P_u h + P_l h_1 = 0;$$

$$\sum Y_k = 0; R - G \cos \alpha = 0.$$

Из первого уравнения находим

$$x_\partial = \frac{G(x_c \cos \alpha - h \sin \alpha) - P_u h - P_l h_l}{R}.$$

Из второго уравнения следует, что

$$R = G \cos \alpha.$$

Тогда

$$x_\partial = \frac{G(x_c \cos \alpha - h \sin \alpha) - P_u h - P_l h_l}{G \cos \alpha}.$$

Сравнивая результаты расчетов, находим, что центр давления гусеничного хода совпадает с проекцией центра масс машины на основание только в одном случае – при отсутствии каких-либо продольных нагрузок, действующих на машину, и при установке её на горизонтальной площадке.

Распределение давлений оказывает определенное влияние и на сопротивление качению гусеничного хода. Чем больше давление и коэффициент неравномерности его распределения, тем больше деформация поверхности качения и сопротивление качению. При этом сопротивление качению особенно возрастает в том случае, когда наибольшая нормальная нагрузка действует на передние опорные катки гусеничного хода.

Приведенный коэффициент сопротивления качению для гусеничных ходов определяется следующей формулой [2]:

$$f_k = \frac{0,5}{10^3} k^{1/2} \sqrt{\frac{G}{\ell_k^2 b n_k}},$$

где k – коэффициент, обратный коэффициенту объемного смятия грунта, характеризующий деформативные свойства поверхности качения; ℓ_k – длина активного участка гусениц.

Длина активного участка гусениц зависит от твердости поверхности качения – чем меньше твердость, тем больше деформируется поверхность качения под звеньями гусеничной цепи и тем большее число звеньев участвует в передаче давления.

Рассмотрим условия динамической устойчивости гусеничной машины к боковому опрокидыванию. Пусть машина движется с поворотом на склоне с поперечным уклоном с некоторой постоянной скоростью (рис.4). В этом случае на машину, кроме силы тяжести G , действует ещё центробежная сила

$$P_u = \frac{G}{g} \cdot \omega^2 R = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{R},$$

где v – скорость движения машины, R – радиус кривизны траектории движения машины, g – ускорение свободного падения.

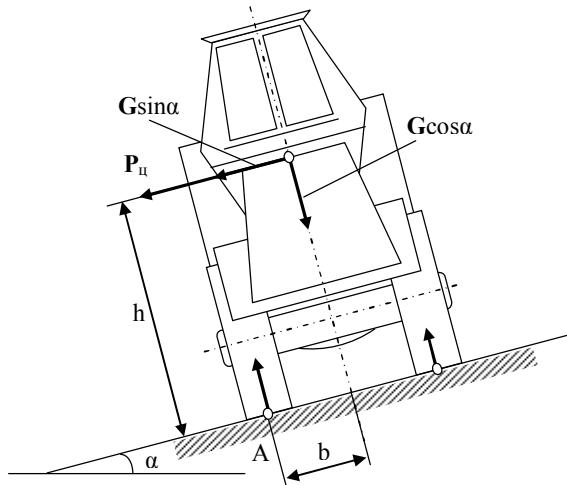


Рисунок 4 – Устойчивость хода машины при движении с поворотом на склоне

Наиболее опасным является случай поворота машины в сторону верхней части склона, когда центробежная сила действует в ту же сторону, что и составляющая силы тяжести $G \sin \alpha$, параллельная плоскости склона. Эти силы относительно оси опрокидывания образуют опрокидывающий момент

$$M_{opr.} = Gh \cdot \sin \alpha + \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \cdot h.$$

Для устойчивости хода машины необходимо выполнение условия динамического равновесия, т.е. сумма моментов всех сил, действующих на машину, относительно опорных катков нижней гусеничной цепи должна равняться нулю:

$$Gh \cdot \sin \alpha + \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \cdot h - Gb \cdot \cos \alpha = 0.$$

Из этого уравнения определим скорость, которая является критической для машины при повороте на склоне:

$$v = v_{kp} = \sqrt{\left(\frac{b}{h} \cdot \cos \alpha - \sin \alpha \right) \cdot Rg}.$$

Критическая скорость при движении машины с поворотом на склоне тем меньше, чем меньше устойчивость и радиус поворота машины и чем больше угол склона.

Список литературы

1. Волков Д.П. Надежность строительных машин и оборудования / Д.П. Волков, С.Н. Николаев. - М.: Высшая школа, 1979. - 248 с.
2. Гоберман Л.А. Прикладная механика колесных машин. - М.: Машиностроение, 1976. - 311 с.

Получено 24.04.07

**КИТТЫКТАЙМЫЗ !
ПОЗДРАВЛЯЕМ !**





—

ДОЛОЗИНУ
НАДЕЖДУ ВАСИЛЬЕВНУ,
доцента кафедры иностранных языков

—

УДК 69.002.5+621-192+62-82

Г.А. Гурьянов
ВКГТУ, г. Усть-Каменогорск

О МЕТОДИКЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СОПРОТИВЛЕНИЙ ВРАЩЕНИЮ РОТОРОВ ЦЕНТРИФУГ

Для тонкой очистки масел и рабочих жидкостей гидропривода от механических загрязнений используются полнопоточные центрифуги.

Эффективность очистки зависит от скоростного режима центрифуги, который, в свою очередь, во многом определяется силами, препятствующими вращению ротора. При вращении ротора возникают следующие сопротивления: момент сопротивления от разгона вновь поступающей жидкости $M_{ж}$ (Н·м); момент сопротивления от сил трения $M_{тр}$ (Н·м); момент сопротивления от аэродинамических сил M_a (Н·м).

В настоящее время методика определения сопротивлений вращению ротора разработана недостаточно полно. Поэтому необходимы уточнение и доработка существующих методик определения сопротивлений вращению ротора, и получение достаточно универсальной методики, как можно более полно учитывающей возникающие сопротивления.

Далее приведем основные положения такой методики и получим уравнения, позволяющие определить моменты от сил, препятствующих вращению ротора центрифуги.

Момент сопротивления от разгона вновь поступающей жидкости можно определить из уравнения момента инерции:

$$M_{ин} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r_{cp}^2 \cdot \frac{\omega_{ж}}{t} = \frac{1}{2} \cdot V \cdot \rho_{ж} \cdot r_{cp}^2 \cdot \frac{\omega_{ж}}{t}, \quad (1)$$

где m – масса слоя жидкости, кг;

$$m = V \cdot \rho_{ж}, \quad (2)$$

где V – объем жидкости в очистителе, м³

$\rho_{ж}$ – плотность жидкости, кг/м³;

r_{cp} – расстояние от оси вращения до центра тяжести слоя жидкости, м;

ω – угловая скорость вращения жидкости, с⁻¹;

t – время разгона жидкости, с.

Учитывая, что жидкость в очистителе вращается со скоростью, меньшей скорости вращения ротора, принимая $\omega_{ж} = (0,85 - 0,95) \cdot \omega$ [1], а отношение V/t (м³/с) есть объемный расход Q рабочей жидкости через очиститель в секунду, получим выражение для определения момента сопротивления от разгона вновь поступающей жидкости:

$$M_{ж} = 0,45 \cdot k \cdot \rho_{ж} \cdot Q \cdot \omega \cdot r_{cp}^2, \quad (3)$$

где k – коэффициент, учитывающий уменьшение затрат энергии на раскрутку жидкости за счет увеличения угловой скорости потока масла при отведении его из ротора к соплам; $k = 0,18 - 0,22$;

r_{cp} – средний радиус слоя жидкости, м.

Момент сопротивления от сил трения складывается из четырех составляющих: момент сопротивления от трения в подшипниках $M_{тр1}$ (Н·м); момент сопротивления от трения жидкости о неподвижные части (ось) $M_{тр2}$ (Н·м); момент сопротивления от трения подвижных цилиндрических частей (ротор, колонки ротора) о жидкость $M_{тр3}$ (Н·м); момент

сопротивления от трения подвижных плоских частей (дисков, крышки колпака ротора) о жидкость M_{tp4} (Н·м).

Ротор центрифуги достаточно часто устанавливается на подшипниках скольжения. Момент сопротивления от трения в подшипниках скольжения определим из рассмотрения течения жидкости между двумя коаксиальными цилиндрами с весьма малым зазором между ними, вращающимися с разными скоростями. Движение жидкости в этом случае считаем ламинарным, плоским, стационарным, происходящим по концентрическим окружностям, расположенным в плоскостях, перпендикулярных к общей оси вращения цилиндров со скоростью, равной окружной скорости так, что при $r = r_1$, $V = r_1 \cdot \omega_1$; при $r = r_2$, $V = r_2 \cdot \omega_2$, где r_1 , ω_1 – радиус (м), и угловая скорость вращения (с^{-1}) внутреннего цилиндра; r_2 , ω_2 – радиус (м), и угловая скорость вращения (с^{-1}) внешнего цилиндра. В этом случае главную роль при возникновении сопротивления играет вязкость жидкости. Тогда касательное напряжение трения $\tau(\text{Па})$ между кольцевыми слоями определяется:

$$\tau = 2 \cdot \mu \cdot \frac{(\omega_2 - \omega_1) \cdot r_1^2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}, \quad (4)$$

где μ – динамический коэффициент вязкости жидкости, Па·с.

Суммарный момент сил трения относительно оси вращения:

$$M_{mp} = \int_0^{2\pi} \tau \cdot h_n \cdot r^2 \cdot d\varphi = 4 \cdot \pi \cdot \mu \cdot h_n \cdot \frac{r_1^2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot (\omega_2 - \omega_1), \quad (5)$$

где h_n – высота подшипника, м;

φ – угол поворота одного цилиндра относительно другого, рад.

Используя формулу (5) для случая, когда внутренний цилиндр поконится (например неподвижная ось) ($\omega_1 = 0$), а внешний вращается (подшипник) ($\omega_2 \neq 0$), и полагая, что зазор между цилиндрами $\Delta = r_2 - r_1$ (м), мал по сравнению с радиусами цилиндров, после преобразований получим формулу момента сопротивления от сил трения в подшипнике:

$$M_{mp1} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \mu \cdot h_n \cdot r_n^3 \cdot \omega_2}{\Delta}, \quad (6)$$

где H_p – высота ротора, м;

r_n – радиус подшипника, м;

Δ – зазор между подшипником и осью, м;

$\omega_2 = \omega$, где ω – угловая скорость вращения ротора, с^{-1} .

При работе центрифуги возникают сопротивления от трения различных деталей ротора о жидкость, которые обычно не учитываются в расчетах. Наиболее часто встречается трение жидкости о цилиндрические вращающиеся поверхности и трение жидкости о торцевые поверхности вращающихся дисков.

Для решения достаточно сложной задачи определения сопротивлений от трения деталей ротора о жидкость предположим, что для возникновения сопротивлений главенствующими являются процессы, происходящие в пограничном слое жидкости на поверхностях деталей, и воспользуемся теорией пограничного слоя.

В большинстве конструкций центробежных очистителей жидкость в полость ротора подается через зазор между колонкой ротора и неподвижной осью, где образуется слой жидкости. Расчеты позволяют сказать, что зазор (слой жидкости) S между колонкой и

осью меньше, чем толщина пограничного слоя δ . Найдем сопротивление трения жидкости о неподвижную ось при вращении колонки ротора (подвижной детали) для этого случая (рис. 1).

Из рассмотрения распределения скоростей в зазоре между колонкой ротора и осью dV_e/dy (рис. 1) видно, что в системе координат, связанной с подвижной колонкой ротора, при $y = 0$ относительная скорость $V_e = V_k = \omega r_k$, а у неподвижной оси при $y = S$, где S – зазор между колонкой и ротором (м), $V_e = 0$. Таким образом, вследствие наличия трения между жидкостью в зазоре и неподвижной осью, относительная скорость движения между жидкостью и подвижной колонкой будет зависеть от координаты y и в общем случае не равна $V_e = \omega r_k$ (м/с). Опытным путем установлено [2], что при расчетах можно принимать:

$$V_e = \frac{\omega \cdot r_k}{2} \cdot . \quad (7)$$

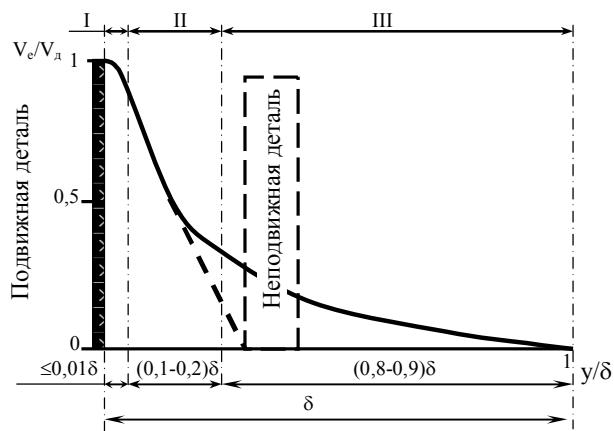


Рисунок 1: I - вязкий подслой; II - переходная область;
III - область развитой турбулентности

Тогда сила сопротивления от трения жидкости об ось W_{mp2} (Н) на основании формулы В.Л. Александрова для закона распределения скоростей в пограничном слое dV_e/dy [2] будет:

$$W_{mp2} = \frac{1}{2} \cdot C_f \cdot \rho_{ж} \cdot \left(\frac{\omega \cdot r_k}{2} \right)^2 \cdot F , \quad (8)$$

где C_f – коэффициент трения;

F – площадь поверхности трения, м².

Учитывая, что площадь трения $F = 2\pi r_{ocu} H_p$, (м²), а момент сопротивления равен

$$M_{mp2} = W_{mp2} \cdot r_{ocu} , \quad (9)$$

получим уравнение для расчета момента сопротивления от трения жидкости о неподвижную ось:

$$M_{mp2} = \frac{\pi}{4} \cdot C_f \cdot \rho_{ж} \cdot \omega^2 \cdot r_k^2 \cdot r_{ocu}^2 \cdot H_p , \quad (10)$$

где C_f - коэффициент сопротивления по формуле Шлихтинга – Прандтля;

$$C_f = 0,455 \cdot (\lg Re)^{-2,58} \quad (11)$$

где Re – число Рейнольдса;

r_k – радиус колонки ротора, м;

$r_{\text{оси}}$ – радиус оси ротора, м;

H_p – высота ротора, м.

Найдем сопротивление вращению от трения подвижных частей центрифуги (ротора и колонки ротора) о жидкость. Для этого примем допущения: слои жидкости, удаленные от подвижных поверхностей, считаем неподвижными или невращающимися; толщина слоя жидкости в роторе Z много больше толщины пограничного слоя δ .

Общеизвестно, что слои жидкости обычно отстают от ротора во вращении. Вследствие наличия трения вблизи подвижных поверхностей образуется пограничный слой жидкости. Так как вращающаяся жидкость не соприкасается с неподвижными поверхностями деталей ротора, то сопротивление вращению будет возникать только вследствие сил вязкостного трения между слоями жидкости, вращающимися и неподвижными. Из рассмотрения распределения скоростей в полости ротора dV_e/dy (рис. 2) видно, что в системе координат, связанной со стенкой ротора, относительная скорость между ротором и жидкостью на его поверхности равна нулю, т.е. при $y = 0$, $V_e = V_k = \omega r_k$, а при $y = Z$, где Z – толщина слоя жидкости в роторе (м), $V_e = 0$. Таким образом, вследствие вязкости жидкости общая скорость вращения жидкости будет меньше, чем скорость вращения ротора. Скорость вращения жидкости будет максимальной в пограничном слое у подвижных поверхностей и по мере уменьшения радиуса слоя будет уменьшаться, приближаясь к нулю.

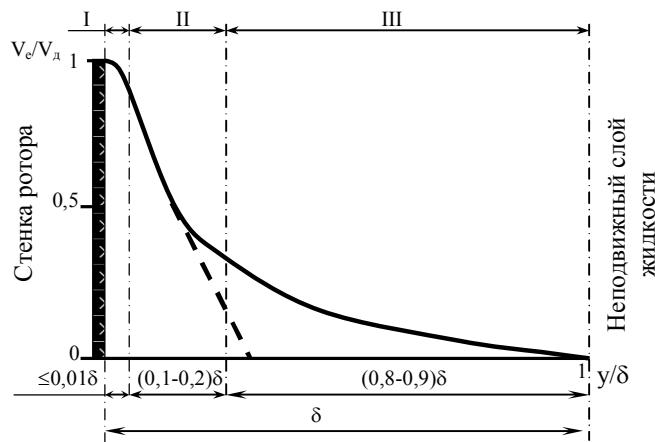


Рисунок 2

Угловую скорость вращения жидкости $\omega_{\text{ж}}$ (с^{-1}) в роторе для любого слоя можно найти по формуле [1]:

$$\omega_{\text{ж}} = \frac{\omega}{1 - \kappa^{-2}} \left[a + x^{-2} (1 - a) - \kappa^{-2} \right], \quad (12)$$

где κ – отношение радиуса свободной поверхности жидкости в роторе к радиусу ротора;

x – отношение радиуса слоя жидкости, угловую скорость которого определяем, к радиусу ротора;

а – коэффициент.

Расчеты по формуле (12) показывают, что среднюю окружную скорость вращения жидкости $V_{ж}$ (м/с), в пограничном слое, где возникает трение, можно принять по следующему соотношению: $V_{ж} = (0,85 \div 0,95) \cdot V$ (м/с), где V -окружная скорость вращения ротора, (м/с). Тогда скорость движения жидкости относительно подвижных поверхностей (ротора, колонки) будет: $V_e = V - V_{ж} = (0,15 \div 0,05) \cdot V$ (м/с) и сила сопротивления W_{mp3} (Н) от трения жидкости о подвижные поверхности в соответствии с принятыми упрощениями:

$$W_{mp3} = \frac{1}{2} \cdot C_f \cdot \rho_{ж} \cdot (0,1V)^2 \cdot F, \quad (13)$$

где V - окружная скорость вращения ротора, м/с.

Момент сопротивления от трения жидкости о ротор, колонку определится:

$$M_{mp3} = W_{mp3} \cdot R. \quad (14)$$

Учитывая, что окружная скорость вращения подвижных поверхностей V (м/с) равна

$$V = \omega \cdot R,$$

а площадь трения F (м^2) определяется по формуле

$$F = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot H_p,$$

где ω – угловая скорость вращения ротора, с^{-1} ;

R – радиус подвижных поверхностей (ротора, колонки), м.

H_p – высота ротора, м,

получим конечную формулу для определения момента сопротивления от трения подвижных поверхностей (ротора, колонки) о жидкость:

$$M_{mp3} = 0,01 \cdot \pi \cdot C_f \cdot \rho_{ж} \cdot \omega^2 \cdot R^4 \cdot H_p. \quad (15)$$

Коэффициент сопротивления C_f можно определить по формуле (11).

Некоторые конструкции центрифуг могут иметь установленный в роторе направляющий диск. Скорость вращения вновь поступающей жидкости равна нулю, а скорость вращения диска равна скорости вращения ротора ω . На поверхности диска образуется тонкий пограничный слой жидкости, который вращается вместе с диском. Основная масса жидкости при этом не вращается, т.е. $\omega_{ж}=0$. Расчетная схема (рис. 2) и рассуждения для этого случая аналогичны схеме и предпосылкам для определения момента сопротивления от трения прочих подвижных поверхностей ротора о жидкость, а в качестве подвижной поверхности следует подразумевать вращающийся диск.

Для подобного случая, когда толщина слоя жидкости больше толщины пограничного слоя, сопротивление трения элементарного кольца dW_{mp4} (Н) радиусом r и шириной dr , вырезанного из диска (рис. 3), с учетом того, что $V = \omega \cdot r$, будет:

$$dW_{mp4} = \frac{1}{2} \cdot C_m \cdot \rho_{ж} \cdot (0,1V)^2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr = \pi \cdot C_m \cdot \rho_{ж} \cdot (0,1 \cdot \omega \cdot r)^2 \cdot r \cdot dr, \quad (16)$$

где C_m – коэффициент трения диска о жидкость.

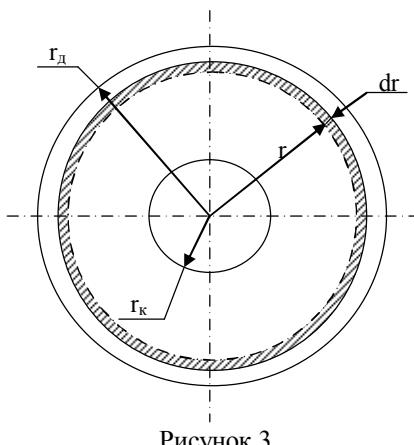


Рисунок 3

Момент сопротивления от трения элементарного кольца о жидкость равен

$$dM_{tp4} = dW_{tp} \cdot r. \quad (17)$$

Учитывая, что $r_d \approx R_p$, проинтегрируем это уравнение в пределах от r_k до R_p , где r_k – радиус колонки (м), R_p – радиус ротора (м), получим уравнение для определения момента сопротивления трения диска и колпака ротора о жидкость:

$$M_{mp4} = 0,002 \cdot \pi \cdot C_m \cdot \rho_\infty \cdot \omega^2 \cdot (R_p^5 - r_k^5), \quad (18)$$

где C_m – коэффициент сопротивления [2]; $C_m = 0,0622Re^{-\frac{1}{5}}$

Момент сопротивления от аэродинамических сил складывается из момента сопротивления давления выступающих из корпуса частей (сопел) M_{a1} (Н·м) и момента сопротивления от трения ротора о воздух M_{a2} (Н·м).

Установлено [3], что разность давлений в носовой и кормовой частях тела может быть принята пропорциональной динамическому давлению $\rho V_c^2/2$, соответствующему скорости движения тела V_c (м/с). Следовательно, сопротивление W_{a1} (Н), пропорционально произведению разности давлений и площади, на которую эта разность давлений действует, т.е.

$$W_{a1} = C_x \cdot \frac{\rho_\infty \cdot V_c^2}{2} \cdot F, \quad (19)$$

где C_x – коэффициент лобового сопротивления;

ρ_∞ – плотность воздуха, кг/м³;

F – площадь лобового сопротивления, м².

Учитывая, что окружная скорость $V_c = \omega \cdot r_c$ (м/с), где r_c - расстояние от оси вращения до оси выступающей части (м), а момент лобового сопротивления $M_{a1} = W_{a1} \cdot r_c$ (Н·м), и принимая i – количество выступающих частей (сопел), получим уравнение для определения момента лобового сопротивления выступающих из ротора частей:

$$M_{a1} = \frac{i}{2} \cdot C_x \cdot \rho_\infty \cdot \omega^2 \cdot r_c^3 \cdot F. \quad (20)$$

Коэффициент лобового сопротивления обтекаемых тел (типа цилиндра) может быть принят: $C_x = 0,35 \div 0,45$ [3].

Для определения момента сопротивления от трения ротора о воздух В.И. Соколов и Д.Е. Шкоропад [4] предлагают следующую формулу:

$$M_{a2} = C \cdot \rho_e \cdot \omega^2 \cdot R_p^4 \cdot H_p , \quad (21)$$

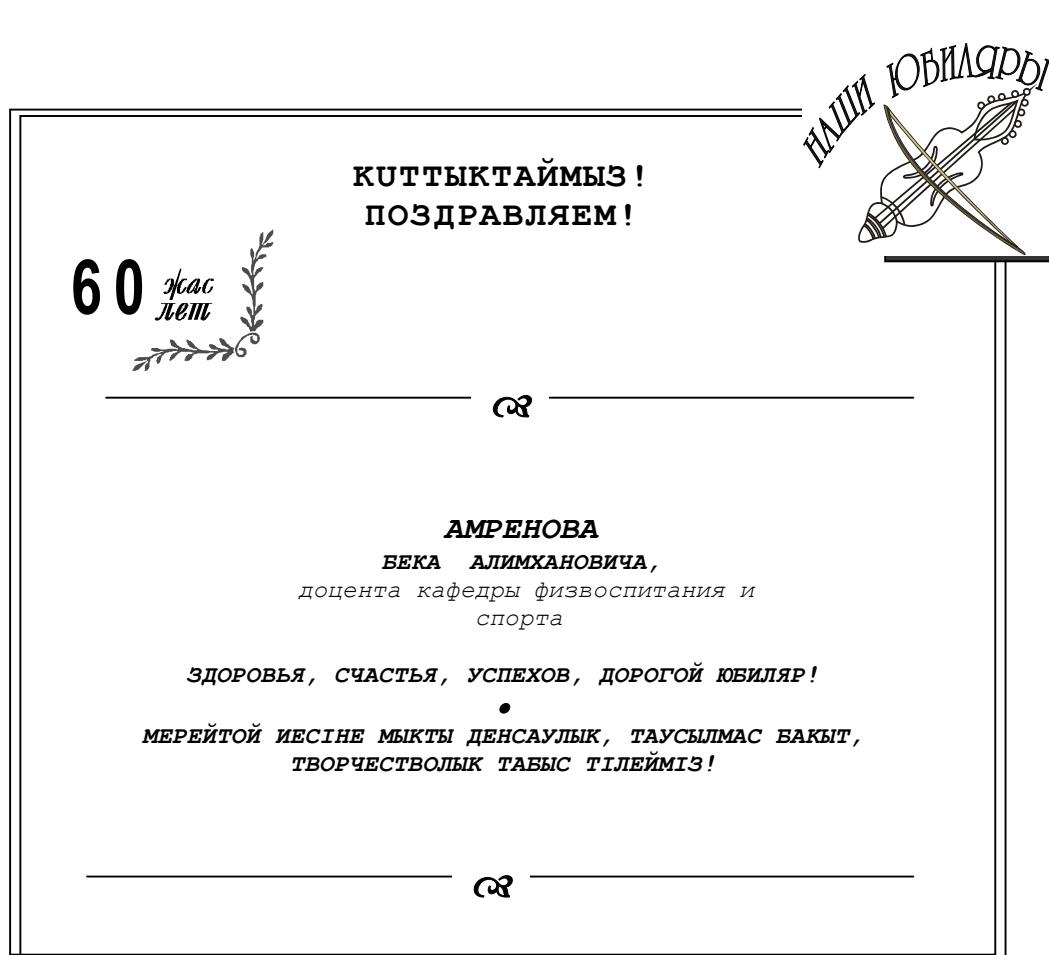
где С – коэффициент; С=(1÷2)·10⁻⁴;

В дальнейшем полученную методику и уравнения моментов сопротивлений можно использовать для расчета числа оборотов ротора, крутящего момента и мощности привода центрифуг.

Список литературы:

1. Соколов В.И. Центрифугирование. - М.: Химия, 1976.
2. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. - Перевод с немецкого. - М.: Гл. ред. физ.-мат. литературы изд-ва «Наука», 1974.
3. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. 4-е изд., перераб. - М.: Гл. ред. физ.-мат. литературы изд-ва «Наука», 1973.
4. Завьялов Л.Л. Расчет скоростного режима роторов автомобильных и тракторных центрифуг // Тр. всесоюзного совещания. - М.: ОНТЭИ., 1973.

Получено 27.04.07



УДК 622.34.002.5

Н.А. Данияров
 Караганда

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СРОКА СЛУЖБЫ МАШИНЫ

Как известно, срок службы машины исчисляется в годах. Соответственно наработку машины (объем выполненной машиной работы) необходимо перевести в рабочие дни, а дни в годы. Для расчета необходимо знать расход ресурса за смену в каждый межремонтный период i от 1 до 10 каждого ремонтного цикла от 1 до N .

В связи с тем, что планирование работы машины на смену (сутки) по циклограмме производится в часах, объем выполненной работы переводится в расход ресурса за смену в машино-часах.

Машинное время R_M (маш.ч), потребное для выполнения сменной программы, находится по формуле

$$R_M = K_M \frac{M_{CM}}{60Q_i}, \quad (1)$$

где $K_M = 1,15$ - коэффициент, учитывающий затраты времени на маневры машины; M_{CM} - сменная программа работ, т; Q_i - техническая производительность машины, т/мин.

Действительное время, потребное для выполнения сменной программы с учетом коэффициента готовности K_Γ , определяется по формуле

$$R'_M = R_M + t_e = \frac{R_M}{K_\Gamma}, \quad (2)$$

где t_e - время, затрачиваемое на восстановление отказов, ч.

Время работы машины в забое за смену (расход ресурса) R'_M для выполнения сменной программы с учетом K_Γ рассчитывается для каждого межремонтного периода (1, 2, ... n) каждого ремонтного цикла (1, 2, ... N), и данные сводятся в таблицу 1.

Таблица 1
Время работы машины в забое по межремонтным периодам

№ межремонтных периодов за N -й ремонтный цикл	1	2	...	n	Среднее время за N -й ремонтный цикл
Время работы машины в забое, R'_{Mi} , ч	R'_{M1}	R'_{M2}	...	R'_{Mn}	$\frac{\sum_1^N R'_{Mi}}{n}$

На основании полученных данных таблицы по каждому межремонтному периоду N -го ремонтного цикла находят сменную производительность машины, Q_{CM} (т/см), и результаты сводят в таблицу 2.

$$Q_{CM} = Q_i R'_M, \quad (3)$$

где Q_i – техническая производительность машины, т/ч.

Таблица 2
Сменная производительность машины по межремонтным периодам

№ межремонтных периодов за N -й ремонтный цикл	1	2	...	n	Среднесменная производительность за N -й ремонтный цикл
Сменная производительность, Q_{CMi} , т/см	Q_{CM1}	Q_{CM2}	...	Q_{CMn}	$\frac{\sum_1^N Q'_{CMi}}{n}$

Число суток работы машины до капитального ремонта находится по формуле

$$C_y = \frac{1}{zT_{CM}} \left(\frac{R_{M1}}{K_{\Gamma 1}} + \frac{R_{M2}}{K_{\Gamma 2}} + \dots + \frac{R_{Mn}}{K_{\Gamma n}} \right), \quad (4)$$

где z - число рабочих часов смен в сутки; T_{CM} - время работы машины в смену по циклограмме ведения горных работ, ч; $R_{M1}, R_{M2}, \dots, R_{Mn}$ – расход машиной ресурса в 1, 2, ... n периоды N -го ремонтного цикла, маш.ч; $K_{\Gamma 1}, K_{\Gamma 2}, \dots, K_{\Gamma n}$ - коэффициенты готовности машины в 1, 2, ... n периоды N -го ремонтного цикла.

Число суток работы машины в течение N -го межремонтного периода находится по формуле

$$C_i = \frac{R_{Mj}}{R_{Cj}}, \quad (5)$$

где R_{Mj} - расход ресурса машиной за j -й межремонтный период, маш.ч; R_{Cj} - расход ресурса в сутки за этот же период, маш.ч.

$$R_{Cj} = \frac{A^C}{Q_i}, \quad (6)$$

где A^C - суточная производительность забоя, т; Q_i - техническая производительность машины без учета K_{Γ} , т/ч.

За ремонтный цикл число суток работы машины

$$C_{yi} = \sum_{i=1}^n C_i. \quad (7)$$

Число рабочих суток за весь срок службы машины до списания определится по формуле

$$C_{CP} = \sum_{i=1}^n C_{yi} + \sum_{j=1}^m C_j, \quad (8)$$

где C_{yi} - число суток работы машины за i -й ремонтный цикл; n - число ремонтных цик-

лов в «жизни» машины; C_j - число суток работы в каждый межремонтный период после m -го капитального ремонта; j - порядковый номер межремонтного периода после m -го капитального ремонта.

В качестве примера приведены результаты расчетов по определению оптимального срока службы погрузочно-доставочной машины ПД-2Б при условии, что машина работает в смену 2 часа ($R_{CM}=2$ ч); число смен $z=2$, число рабочих дней в году составляет 254 ($A_f=254$).

В первом случае, при постоянном времени (часов) работы машины за сутки результаты определенной наработки машины C_i по периодам n за 1-й и 2-й ремонтный циклы приведены в таблицах 3 и 4. В этом случае, за два ремонтных цикла отработано 732,15 дня или 2,88 года. С учетом оптимальной наработки данных машин [1], равной 2930 машино-часам, было определено, что производить 2-й капитальный ремонт не выгодно, так как удельные приведенные затраты в 3-м ремонтном цикле имеют большие значения, чем в 15 периоде 2-го ремонтного цикла. Соответственно оптимальный срок службы будет составлять 3 года.

Таблица 3
Наработка машины по периодам за 1-й ремонтный цикл

n	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	Всего за цикл
C_i	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	400

Таблица 4
Наработка машины по периодам за 2-й ремонтный цикл

n	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Всего за цикл
C_i	25	25	25	25	22,15	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	234,65

Окончание таблицы 4

n	11	12	13	14	15	Всего за цикл
C_i	22,5	20	20	17,5	17,5	97,5

Во втором случае, при заданном постоянном суточном объеме работы в забое, равном 275т, по часовой производительности машины находят расход ресурса машиной за сутки R_{Cj} , затем число смен, суток по каждому межремонтному периоду C_i и за ремонтный цикл

C_{y_i} . Затем сутки суммируются, и определяется оптимальный срок службы в годах. Результаты расчетов по второму варианту за 1-й и 2-й ремонтный циклы приведены в табл. 5 и 6.

Из табл. 5 видно, что при расходе ресурса до 1-го капитального ремонта (1600 маш.ч) машина отработала 715,12 суток или 2,82 года.

За два ремонтных цикла машина отработает 1300,24 суток или 5,12 лет, соответственно, оптимальный срок службы машины в этом случае составит 5 лет.

Таблица 5
Определение числа рабочих суток за 1-й ремонтный цикл

n	1	2	3	4	5	6	7	8	Всего за цикл
R_{Cj}	2,14	2,15	2,15	2,16	2,165	2,17	2,18	2,185	17,3
C_i	46,80	46,51	46,42	46,38	46,19	45,08	45,17	45,77	368,32

Окончание таблицы 5

n	9	10	11	12	13	14	15	16	Всего за цикл
R_{Cj}	2,20	2,21	2,23	2,24	2,28	2,33	2,47	2,53	18,49
C_i	45,45	45,24	44,77	44,64	43,86	42,92	40,48	39,52	346,8

Таблица 6
Определение числа рабочих суток за 2-й ремонтный цикл

n	1	2	3	4	5	6	7	8	Всего за цикл
R_{Cj}	2,14	2,15	2,16	2,17	2,18	2,21	2,22	2,24	17,47
C_i	46,73	46,51	46,3	46,1	41,3	40,7	40,54	40,18	348,36

Окончание таблицы 6

n	9	10	11	12	13	14	15	Всего за цикл
R_{Cj}	2,25	2,30	2,35	2,38	2,48	2,58	2,64	16,98
C_i	40	39,13	38,3	33,6	32,26	27,13	26,51	236,76

Список литературы

- Филимонов А.Т. Ремонт самоходного оборудования на подземных рудниках. - М.: Недра, 1987. - 279 с.

Получено 16.05.07

ISSN 1561-4212.
ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

ВЕСТНИК

65 ВКГТУ,

2007,

№

2

УДК 629.069:330.4

А.Т. Кайназарова

ВКГТУ им. Д. Серикбаева, г. Усть-Каменогорск

**ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ВНЕШНЕЙ ТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ
С ЛОГИСТИЧЕСКИМИ ПОДРАЗДЕЛЕНИЯМИ ПРОМЫШЛЕННОГО ПРЕДПРИЯТИЯ**

Современное видение доставки внешнего материального потока не ограничивается простым перемещением, а включает в себя «... большое количество экспедиторских, информационных операций, услуг по грузопереработке, страхованию, охране и т. п.» [1]. Различные операции, связанные с доведением и потреблением внешнего материального потока, представляют собой совокупность логистических операций, связанных с процессом перемещения материального потока.

Можно выделить шесть групп таких операций (рис. 1):

- оформление и согласование заказа на поставку закупаемой продукции;
- оформление перевозочных документов;
- транспортировка грузов;
- экспедиционные работы, представляющие собой доставку материального потока от пункта стыковки с магистральным транспортом (грузовой двор, грузовая станция) до места его последующего хранения или потребления (склад предприятия, призывной склад, площадка);
- сортировка, тарирование, складирование доставленного груза;
- хранение и использование доставленной продукции.

Каждая логистическая операция, связанная с продвижением материального потока, несет в себе определенные издержки. В ряде логистических операций достаточно сложно выделить присущие только им издержки. К таким операциям можно отнести следующие: согласование и оформление заказа, процесс поиска перевозчика, оформление перевозочных документов. Эти операции можно оценить в виде затрат времени.

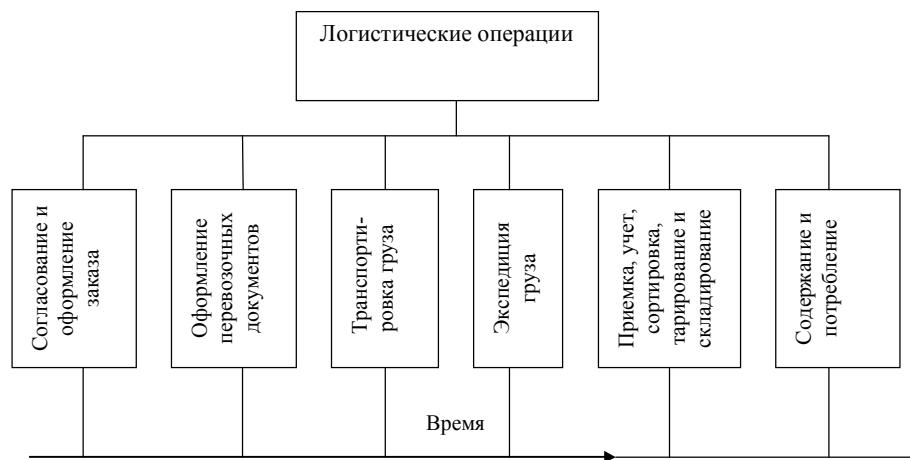


Рисунок 1 – Логистические операции, связанные с доставкой и потреблением внешнего материального потока

Логистические операции влекут за собой расходы, которые влекут рост себестоимости производимой продукции. Это требует тщательного планирования количества операций, разработки стандартных процедур оценки качества выполнения конкретной операции, прогнозирование и контроль уровня затрат, связанных с осуществлением каждой операции.

Внешняя транспортная система предприятия, кроме разработки, осуществления и контроля над физическим перемещением грузов, необходимых предприятию, предполагает много функций, связанных с планированием общей деятельности. Особенно заметной становится роль внешней транспортной системы как составляющей подразделения логистики предприятия при составлении бизнес-плана. Аналитическое подразделение внешней транспортной системы выбирает, обосновывает и организует логистический канал, составляет смету затрат, связанных с осуществлением перевозок, проводит консультации при заключении договора поставки.

Подобная деятельность предполагает взаимодействие с рядом служб предприятия (рис. 2). Основное информационное содержание внешней транспортной системы предприятия составляет взаимодействие с четырьмя службами: финансовой, маркетинговой, производственно-плановой и информационной.

С маркетинговой службой режим работы носит в основном непрерывный согласовательный характер. Именно служба маркетинга подготавливает условия контракта на поставку продукции от поставщика или к потребителю, а также бизнес-план новых направлений деятельности предприятия. В базовых условиях поставки всегда содержится информация о количестве, весе поставки, способе организации транспортировки; определяется сторона, которая несет транспортные расходы, способы контроля и ответственности сторон за выполнением своих обязательств [2 – 5].

В условиях поставок также оговаривается способ упаковки перевозимых грузов. Вся эта информация существенным образом влияет на общую величину транспортных затрат, которая является определяющим показателем деятельности внешней транспортной системы. Возможен вариант, что транспортировка необходимой продукции от конкретного поставщика может оказаться экономически не выгодной, а при условии сохранения данного контракта может привести к банкротству предприятия или отказу от работы в определенном направлении.

Взаимодействие со службой производственного планирования позволяет выработать график и объемы разовых поставок, согласовать место и время приема груза, а также и его потребления, способы и методы погрузочно-разгрузочных работ, необходимость промежуточной сортировки и переупаковки грузов, определить видовой состав транспортной техники. Со стороны технологических служб может поступать согласованная с руководством металлургического предприятия директива на выполнение определенного задания транспортным цехам. Технологические службы принимают участие в контроле качества перевозки.

Взаимодействие с финансовой службой корректирует себестоимость производимой продукции предприятия на величину транспортных затрат. В финансовую службу со стороны внешней транспортной системы поступает обоснованная смета предстоящих расходов, связанных с выполнением утвержденного плана перевозок, показатели деятельности за предыдущие периоды. Финансовая служба, в свою очередь, проводит внутренний аудит транспортных расходов, утверждает смету предстоящих расходов, оценивает показатели эффективности работы внешней транспортной системы, что позволяет с большой

точностью определить финансовые показатели деятельности, составить финансовый раздел оперативного бизнес-плана металлургического предприятия, определить движение наличных средств.

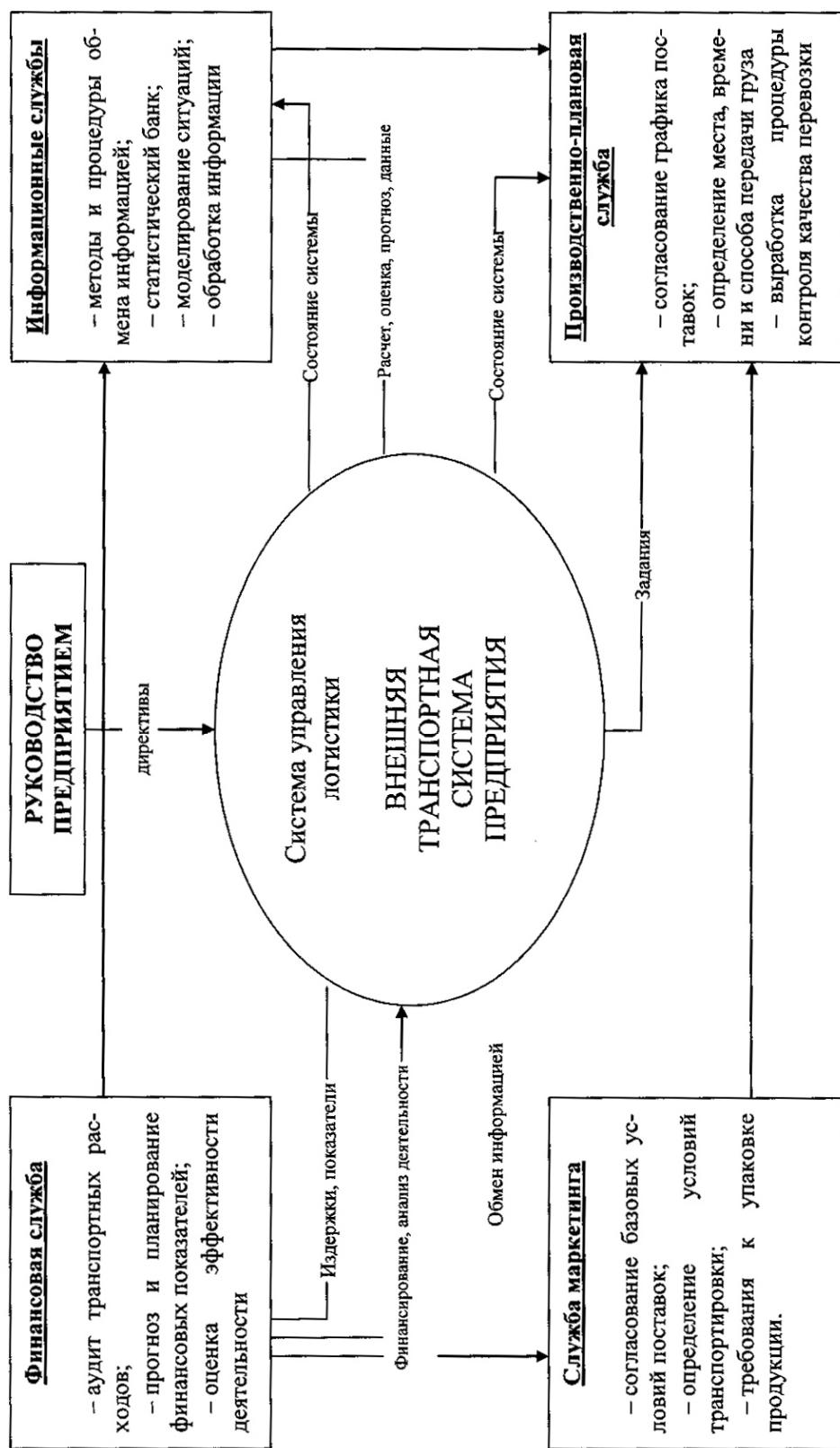


Рисунок 2 – Взаимодействие внешней транспортной системы предприятия с различными службами

Информационные службы осуществляют разработку методов и процедур взаимодействия заинтересованных служб, ведут статистический банк данных по перевозкам, проводят моделирование различных ситуаций, возникающих в связи с возмущениями во внешней транспортной системе, обрабатывают переданную им информацию. Во внешнюю транспортную систему передается оценка разработанной модели, сводные показатели работы, согласованные производственно-плановой службой задания.

Входным потоком, инициирующим создание или изменение существующей системы, является потребность предприятия в каких-либо материалах, полуфабрикатах и т. п. Потребность может возникнуть в результате следующих действий:

- 1) создание предприятия и поиск поставщиков;
- 2) диверсификация деятельности предприятия;
- 3) поиск новых поставщиков в результате изменения условий поставок или в режиме имитационного моделирования;
- 4) появление новых потребителей или их поиск в режиме прогнозирования и имитационного моделирования;
- 5) предложения со стороны планово-производственных служб предприятия.

Любое из вышеперечисленных действий предполагает создание бизнес-плана. Одним из ключевых моментов бизнес-планирования является разработка и способ организации внешней транспортной системы предприятия, которая будет осуществлять и контролировать процесс перемещения грузов.

Таким образом, управляемая система – это процесс перемещения внешнего материального потока; управляющая система – предприятие и непосредственно внешняя транспортная система, включающая в себя отдел логистики и транспортные цеха, на которые может быть возложена задача транспортировки.

Процесс принятия решения на поставку и транспортировку необходимой продукции состоит из следующих этапов, представленных на рис. 3.

Предприятие со стороны руководства выдвигает положения новой стратегии развития предприятия, предложения по диверсификации деятельности; со стороны маркетинговых служб может поступить разработка нового изделия; со стороны производственно-плановых служб – предложение о смене поставщика материалов или сырья как не соответствующих современным требованиям производства. Все эти действия влекут за собой разработку бизнес-плана как основную составляющую экономического обоснования предлагаемого изменения в предприятии.

Бизнес-план разрабатывается службой маркетинга при непосредственном участии других заинтересованных служб. Разработанный бизнес-план направляется на утверждение вышестоящему руководству на предмет соответствия данного проекта миссии и поставленным целям предприятия. В случае одобрения проекта он направляется на экспертизу соответствующим службам. Специалисты внешней транспортной системы проводят экспертизу организации логистического канала, по которому предполагается перемещать материальный поток; составляется смета затрат, присущих выбранному каналу; определяют количество и виды транспортных средств, которые необходимо задействовать в данной поставке. Также проверяется наличие этих средств и, в случае недостатка, предлагаются способы и варианты расширения состава транспортных цехов, что требует соответствующего инвестирования. В случае нецелесообразности выполнения транспортных работ собственными силами (перевозка массовых грузов) специалисты внешней

транспортной системы проводят процедуру выбора оптимального транспортного агента, с точки зрения соответствия предлагаемых параметров перевозки ее стоимости.

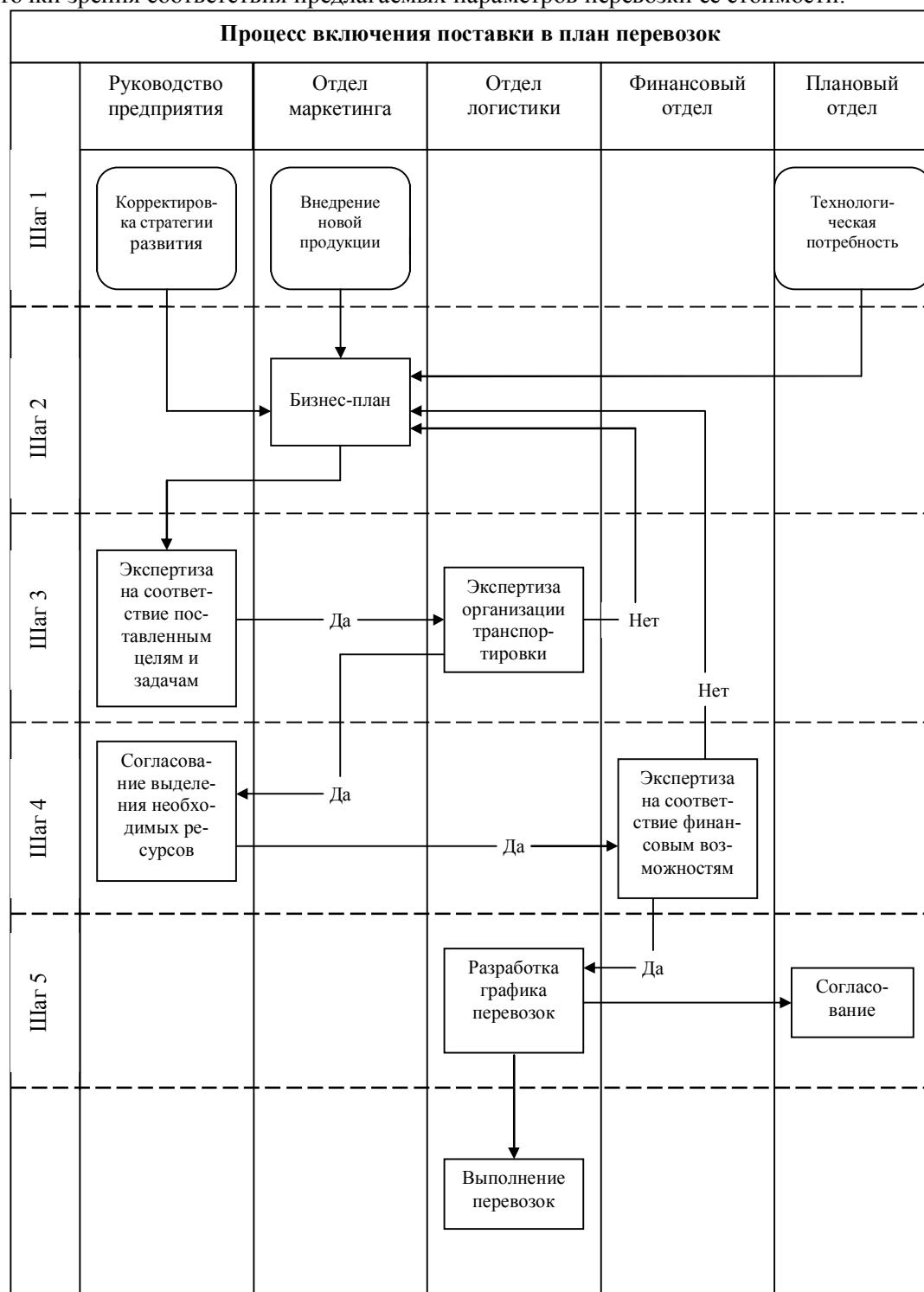


Рисунок 3 – Процесс принятия решения на поставку и транспортировку

После этого условия перевозок необходимой продукции, параметры, стоимостные характеристики выносятся на согласование с руководством предприятия. В том случае, когда выполнение данной транспортной операции явно нецелесообразно, выносится экономически обоснованное заключение, которое направляется разработчикам бизнес-плана для дальнейшей корректировки действий.

Результатом согласования с руководством в отношении объема необходимых средств является, как правило, экспертиза со стороны финансовых служб, которые утверждают или отклоняют предложенную смету транспортных расходов. В случае отклонения предложенной сметы расходов, обоснованный отказ направляется разработчикам бизнес-плана на дальнейшую доработку.

В случае утверждения сметы транспортных расходов изыскиваются способы и источники финансирования. После утверждения сметы транспортных расходов специалисты внешней транспортной системы совместно с производственно-плановыми службами разрабатывают графики поставки, приводят в соответствие технологии производства и перемещения, определяют время, место и способ передачи грузов. Результатом согласования является включение данной поставки в план перевозок или непосредственное выполнение процесса перевозок.

Итак, внешняя транспортная система – сложная открытая система, создаваемая усилиями логистических подразделений предприятия, функционирующая на основе транспортных цехов предприятия. Основной задачей внешней транспортной системы является организация и осуществление перемещения внешнего материального потока, сведение к минимуму транспортных издержек. Подразделение логистики, в которое структурно должны входить транспортные цеха, оказывает важное влияние на формирование задач и целей всего предприятия, проводит ряд экспертиз, связанных с предлагаемым способом организации транспортировки как закупаемых материалов, так и распределением производимой продукции. В статье показывается неразрывная связь внешнего промышленного транспорта предприятия с такими направлениями деятельности отдела логистики, как производственная, закупочная, складская, распределительная и транспортная.

Список литературы

1. Плужников К.И. Транспортно-экспедиционное обслуживание: Учеб. пособие. – М.: АСМАП, 1996. – 350 с.
2. Залманова М.Е. Сбытовая логистика: Учеб. пособие. – Саратов: Саратовский гос. техн. ун-т, 1993. – 64 с.
3. Козловский В.А. Логистический менеджмент / В.А. Козловский, Э.А. Козловская, Т.Н. Савруков. – СПб.: Лань, 2002. – 272 с.
4. Новиков О.А. Коммерческая логистика: Учеб. Пособие / О.А. Новиков, С.А. Уваров. – СПб: СПБУЭИФ, 1995. – 110 с.
5. Смехов А.А. Маркетинговые модели транспортного рынка. – М.: Транспорт, 1998. – 120 с.
6. Сатова Р.К., Шабанов А.Ш. Эффективность логистической деятельности на железнодорожном транспорте // Магистраль / Р.К. Сатова, А.Ш. Шабанов. – 2003. – № 7. – С.96-100.
7. Карсыбаев Е.Е. Значение и роль логистики в вопросах управления деятельностью предприятий транспорта // Поиск. – 2004. – № 3(2). – С.22-25.

Получено 14.05.07

УДК 629.114 - 192

Ж.О. Кульсейтов, А.С. Муздыбаева, А.М. Жандарбекова
ВКГТУ им. Д. Серикбаева, г. Усть-Каменогорск

**РЕЗУЛЬТАТЫ ОЦЕНКИ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ
ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН**

При оценке надежности машин большой интерес представляют не только распределение отказов, но и количество наименований отказавших деталей и узлов, а также количество произведенных замен, что при совместном рассмотрении с трудозатратами на устранение отказов и расходами на запасные части позволяет выявить детали, лимитирующие надежность агрегатов и систем машин [1, 2].

Гидромеханическая передача (ГМП) – конструктивно сложный и дорогой агрегат, его изготовление и ремонт – технологически трудоемкий процесс [3]. Следует отметить, что ГМП ряда транспортных и дорожно-строительных машин характеризуется недостаточно высокой эксплуатационной надежностью. В связи с этим дальнейшее исследование надежности ГМП с позиции повышения эффективности использования машин является актуальным.

Сотрудниками Восточно-Казахстанского государственного технического университета проведены исследования надежности транспортных машин (38 автобусов ЛАЗ-4202, 20 автобусов ЛиАЗ-5256), оснащенных ГМП в реальных условиях эксплуатации.

В результате проведенных испытаний машин на надежность автобусы ЛАЗ-4202 доведены до списания, а автобусы ЛиАЗ-5256 имели к концу испытаний пробег 200 тыс. км.

При эксплуатационных испытаниях модели ЛАЗ-4202 на интервале от начала их эксплуатации до момента списания зафиксировано 12 411 отказов. На каждый ЛАЗ-4202 приходилось 326,6 отказов. Установлено, что наибольшее количество отказов модели ЛАЗ-4202 имеют подвеска, двигатель с системами выпуска отработавших газов и охлаждения, кузов и его элементы, электрооборудование, а также гидромеханическая коробка передач «Львів-3» (модификация 191.17). Динамика отказов наименее надежных агрегатов и систем машин модели ЛАЗ-4202 (рисунок 1) показывает, что наибольшее количество отказов ГМП приходится на пробег 300 тыс. км. Затем интенсивность отказов ГМП снижается, что объясняется проведенным ее ремонтом одновременно с ремонтом двигателя. Однако к пробегу 500 тыс. км отмечен интенсивный рост отказов агрегата по причине его эксплуатационного износа.

Количество наименований отказавших деталей составило 1196. Анализ данных, приведенных в таблице 1, показал, что доминирующее положение среди агрегатов и систем по количеству отказавших деталей занимают кузов, ГМП и двигатель с системами, а по количеству отказов – подвеска, двигатель с системами и ГМП, что было отмечено выше. По количеству замен – двигатель с системами, ГМП и подвеска. Следует отметить, что наименования деталей автобусов, в частности автобуса ЛАЗ-4202, установлены строго по [4].

Как видно, ГМП по трем вышеперечисленным критериям (наименования, отказы и замены) вошла в число наименее надежных агрегатов транспортной машины ЛАЗ-4202. Для исследуемого агрегата характерны высокая доля наименований часто отказывающих деталей и большое число замен. Это подтверждает необходимость повышения безотказ-

ности ГМП.

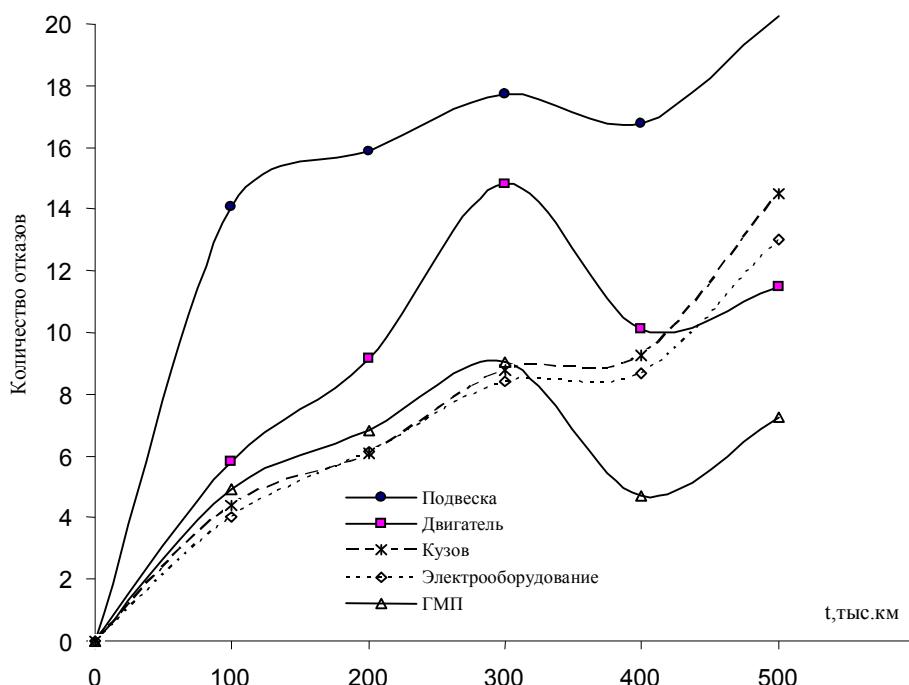


Рисунок 1 – Динамика отказов наименее надежных агрегатов и систем машин модели ЛАЗ-4202

Таблица 1
Распределение наименований деталей машин, количества их отказов и замен

Наименование агрегата и системы	Наименования		Отказы		Замены	
	количество единиц	%	количество единиц	%	количество единиц	%
Двигатель с системами	192	16,05	2653	18,80	6713	27,82
Гидромеханическая коробка передач	225	18,82	2294	16,26	6312	26,16
Подвеска	108	9,03	3519	24,94	4545	18,84
Тормозная система	119	9,95	1372	9,72	2181	9,04
Электрооборудование	114	9,53	1408	9,98	1369	5,68
Кузов и его элементы	240	20,07	1559	11,05	1179	4,87
Система питания	87	7,27	629	4,46	953	3,95
Колеса и ступицы	20	1,67	159	1,13	348	1,44
Приборы	19	1,59	155	1,10	161	0,67
Рулевое управление	37	3,10	145	1,03	148	0,62
Задний мост	20	1,67	111	0,79	89	0,37
Передняя ось	9	0,75	65	0,46	77	0,32
Карданные валы	6	0,50	39	0,28	53	0,22
ИТОГО	1196	100	14108	100	24128	100

Для сравнения надежности транспортных машин с ГМП проведены испытания модели ЛиАЗ-5256 в тех же условиях эксплуатации. Указанная машина оснащена дизельным двигателем КамАЗ 7402 и автоматической трехступенчатой гидромеханической передачей «Львів-3» модификации 192.17.

Сравнение результатов испытаний обеих моделей машин показало снижение значений средней наработки на отказ по интервалам их пробега: с 3,02 тыс. км до 2,10 тыс. км у ЛиАЗ-5256 и с 2,78 тыс. км до 2,16 тыс. км у ЛАЗ-4202. При этом снижение показателя для ЛАЗ-4202 составило 22,3 % а для ЛиАЗ-5256 – 30,46 %.

Установлено, что ЛиАЗ-5256 имеет на интервале пробега от 0 до 100 тыс. км более высокую (на 8,6 %) чем у ЛАЗ-4202 наработку на отказ. Однако на интервале от 100 тыс. км до 200 тыс. км отмечено примерно равное значение анализируемого показателя. При этом средняя наработка на отказ ЛиАЗ-5256 несколько меньше (на 2,8 %), чем у ЛАЗ-4202. Данное обстоятельство свидетельствует о сопоставимости конструктивных и эксплуатационных характеристик транспортных машин. По наименее надежным агрегатам и системам машин определены средние наработки на отказ.

Недостаточно высокая безотказность характерна для двигателей и тормозных систем подконтрольных машин. Значения их средней наработки на отказ не достигают периодичности проведения обслуживания ТО-2, что затрудняет выполнение предупредительных замен. При этом следует отметить, что ГМП транспортных машин имеют среднюю наработку на отказ не менее периодичности проведения ТО-2.

Анализ удельных трудозатрат устранения отказов за период испытаний автобусов ЛАЗ-4202 (таблица 2) показал, что наибольших затрат времени потребовали ГМП. Как видно, наибольшая трудоемкость устранения отказа зафиксирована по гидромеханической коробке передач (8,19 чел.-ч). Характерна большая разница в удельной трудоемкости устранения одного отказа ГМП и других агрегатов. Для сравнения: удельная трудоемкость устранения одного отказа двигателя составила 3,26 чел.-ч, передней оси – 2,78 чел.-ч, а кузова всего 2,60 чел.-ч. Трудоемкости устранения отказов, в частности по конструкции автобуса ЛиАЗ-5256, рассчитаны согласно [5].

Таблица 2
Распределение трудозатрат по устранению отказов подконтрольных машин

Наименование агрегата и системы	Удельная трудоемкость			Ранг	
	на 1 отказ	на 1 машину	чел.-ч		
	чел.-ч отказ	чел.-ч машины	%		
Гидромеханическая коробка передач	8,19	268,54	32,31	1	
Двигатель с системами	3,26	167,59	20,16	2	
Подвеска	1,54	130,22	15,67	3	
Кузов и его элементы	2,60	112,63	13,55	4	
Тормозная система	1,68	50,10	6,03	5	
Система питания	2,15	49,11	5,91	6	
Электрооборудование	0,77	31,05	3,74	7	
Передняя ось	2,78	6,82	0,82	8	
Рулевое управление	1,19	5,04	0,60	9	

Колеса и ступицы	0,72	3,31	0,40	10
Приборы	0,49	3,23	0,39	11
Задний мост	1,29	2,59	0,31	12
Карданные валы	0,59	0,59	0,11	13
ИТОГО	27,25	831,17	100	-

За период эксплуатационных испытаний удельный расход запасных частей на каждую машину составил 264,815 тыс. тенге (таблица 3). При этом наибольший расход запасных частей зафиксирован по ГМП (22,8 %), подвеске (21,6 %), двигателю с системами (15,4 %), тормозной системе (14,9 %), электрооборудованию и системе питания – по 9,4 %.

Таблица 3
Распределение расходов на запасные части подконтрольных машин модели ЛАЗ-4202

Наименование агрегата и системы	Удельный расход запасных частей		Ранг
	тыс. тенге машина	%	
Гидромеханическая коробка передач	60,379	22,80	1
Подвеска	57,096	21,56	2
Двигатель с системами	40,762	15,38	3
Тормозная система	39,512	14,92	4
Электрооборудование	24,828	9,38	5
Система питания	24,814	9,37	6
Кузов и его элементы	9,830	3,71	7
Рулевое управление	2,725	1,03	8
Приборы	1,482	0,56	9
Задний мост	1,105	0,42	10
Колеса и ступицы	1,011	0,38	11
Карданные валы	0,851	0,32	12
Передняя ось	0,445	0,17	13
ИТОГО	264,815	100	-

Итоги испытаний достоверно показали, что среди всех агрегатов и систем транспортных машин ГМП обладает сравнительно низкой надежностью.

В ходе анализа надежности ГМП установлено, что потеря работоспособности обусловлена отказами функциональной и элементной схем надежности агрегата. К отказам функциональной схемы надежности отнесены регулировки следящих и исполнительных механизмов автоматического управления рабочим процессом ГМП. В их число вошли разрегулировки центробежного регулятора и механизма включения периферийных золотников. Проведение регулировочных работ механизмов автоматического управления работой ГМП на опорном предприятии приурочено к периодичности углубленной диагностики и очередного технического обслуживания ТО-2.

В ходе анализа отказов элементной схемы надежности определена номенклатура деталей и узлов, лимитирующих надежность ГМП (рисунок 2). В число таких деталей вошли вал первичный, вал реактивный гидротрансформатора. Их замены обусловлены эксплуатационными износами рабочих поверхностей шеек и шлицев. Кроме того, высокая сте-

пень износа зафиксирована по дискам фрикционов. По деталям и узлам, лимитирующими надежность ГМП, определены законы распределения их ресурсов. При этом математическая обработка и анализ результатов испытаний выполнены с учетом положений монографий [6, 7 и др.].

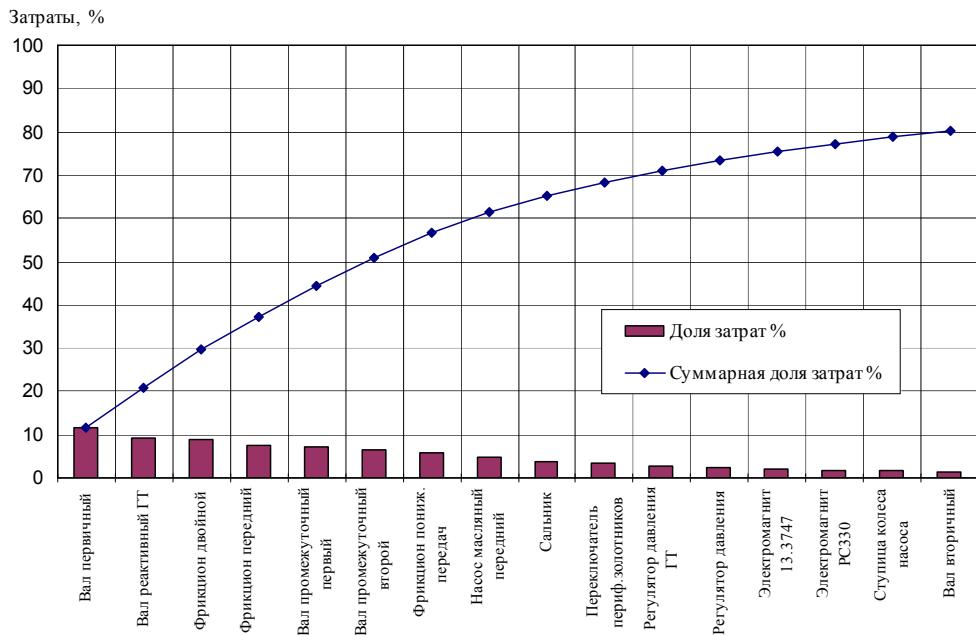


Рисунок 2 – Детали и узлы, лимитирующие надежность ГМП модели «Львів-3»

Итак, на основании вышеизложенного можно сделать следующие выводы:

1. При оценке надежности машин наряду с определением количества отказов деталей следует выявить количество наименований отказавших деталей и узлов, а также количество произведенных замен.

2. Эксплуатационные испытания партии транспортных машин (автобусы ЛАЗ-4202, ЛиАЗ-5256) показали, что по таким показателям, как количество отказов, количество произведенных замен, удельная трудоемкость на один отказ и на одну машину, а также расходу запасных частей ГМП относится к числу наименее надежного агрегата.

3. Анализ результатов эксплуатационных испытаний ГМП показал, что потеря работоспособности обусловлена отказами функциональной и элементной схем надежности агрегата. К отказам функциональной схемы надежности в данном исследовании отнесены регулировки следящих и исполнительных механизмов автоматического управления рабочим процессом ГМП.

4. В результате исследования выявлено, что надежность ГМП модели «Львів-3» (модификация 191.17) лимитирует всего шестнадцать деталей и узлов.

Список литературы

- Шейнин А.М. Методы определения и поддержания надежности автомобилей в эксплуатации. -М.: Транспорт, 1968. - 97с.
- Шейнин А.М. Алгоритмы и программы решения оптимальных задач надежности машин / А.М. Шейнин, В.А. Шейнин. - М.: МАДИ, 1981. - 112 с.
- Баранов В.В. Гидромеханическая передача автобуса / В.В. Баранов, О.И. Гирецкий, М.Н. Дзядык и др. - М.: Транспорт, 1977.-133 с.

-
4. Автобус ЛАЗ-4202. Каталог деталей и сборочных единиц на русском, английском, французском, немецком и испанском языках. - М.: Внешторгиздат СССР, 1985. - Изд. № 9527A.
 5. Типовые нормы времени на ремонт автобуса ЛиАЗ - 5256 в условиях автотранспортного предприятия. - М.: Транспорт, 1987.
 6. Гнеденко Б.В. Математические методы в теории надежности / Б.В. Гнеденко, Ю.К. Беляев, А.Д. Соловьев. - М.: Наука, 1965. - 524 с.
 7. Кульсейитов Ж.О. Математические модели и поддержание надежности машин / Ж.О. Кульсейитов, В.П. Лисьев. - Алматы: Гылым, 1996. - 222 с.

Получено 14.06.07

УДК 550.835

Д. Пак, В. Портнов, Ю. Пак
КарГТУ, г. Караганда

К РАСЧЕТУ ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ КОНТРОЛЯ КАЧЕСТВА ТВЕРДОГО ТОПЛИВА
ПО ВЕЛИЧИНЕ АЛЬБЕДО НИЗКОЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ГАММА-ИЗЛУЧЕНИЯ

При контроле качества различных сырьевых и промышленных материалов физическими методами актуальным является получение максимальной дифференциации результатов при изменении контролируемой качественной характеристики материала. Таким информативным метрологическим критерием, определяющим методические возможности любого инструментального физического метода, может служить чувствительность, характеризующая относительное приращение dN/N регистрируемой физической величины при единичном изменении dc контролируемого параметра:

$$S = dN/Ndc. \quad (1)$$

Достоверные сведения о чувствительности метода позволяют априори оценить прогнозируемую точность контроля качества в условиях действия возмущающих факторов.

Широкую популярность в практике контроля качества твердого топлива получили методы, основанные на регистрации альбедо гамма-излучения [1, 2]. Известны различные модели для расчета вторичных гамма-полей в различных пространственно-геометрических условиях [3]. Наиболее распространен случай точечного моноэнергетического излучателя гамма-квантов и изотропного детектора в приближении нулевого зонда и однократного взаимодействия гамма-квантов. Такие допущения справедливы для низкоэнергетического гамма-излучения при расстоянии от зонда до поверхности исследуемой среды, заметно превышающем расстояние источник-детектор.

Аналитическое выражение для величины альбедо низкоэнергетического гамма-излучения в приближении однократного взаимодействия и нулевого зонда выглядит следующим образом [2]:

$$N_s = KN_0\sigma_0(\mu_0 + \mu_s)^{-1}, \quad (2)$$

где K – постоянный коэффициент, зависящий от геометрических условий;

N_0 – плотность первичного гамма-излучения;

σ_0 – массовый коэффициент рассеяния первичного гамма-излучения средой;

μ_0 , μ_s – массовые коэффициенты ослабления, соответственно, первичного и рассеянного гамма-излучения средой.

Представим уголь как трехкомпонентную среду, состоящую из органической массы (углерод) и минеральной части, аппроксимированной наполнителем минеральной части и ее наиболее тяжелым компонентом. Согласно принятой модели, эффективные массовые коэффициенты взаимодействия излучения рассчитываются исходя из принципа аддитивности.

$$\sigma_0 = \sigma_0^C + A \cdot \Delta\sigma + m \cdot \Delta\sigma',$$

$$\mu_0 = \mu_0^C + A \cdot \Delta\mu_0 + m \cdot \Delta\mu_0', \quad (3)$$

$$\mu_s = \mu_s^C + A \cdot \Delta\mu_s + m \cdot \Delta\mu_s',$$

где $\Delta\sigma = \sigma_0^H - \sigma_0^C$; $\Delta\sigma' = \sigma_0^T - \sigma_0^H$; $\Delta\mu = \mu_0^H - \mu_0^C$; $\Delta\mu_0' = \mu_0^T - \mu_0^H$; $\Delta\mu_S = \mu_S^H - \mu_S^C$;
 $\Delta\mu_S' = \mu_S^T - \mu_S^H$.

A – зольность угля;

m – содержание тяжелого золообразующего компонента в угле;

Индексы С, Т, Н относятся соответственно к углероду, тяжелому компоненту и наполнителю золы.

Нетрудно представить, что величина альбедо гамма-излучения неоднозначно связана с основной качественной характеристикой угля – его зольностью. Причина неоднозначности – непостоянство элементного состава минеральной части угля.

Используя (1), (2), (3), получим аналитическое выражение для чувствительности метода к зольности:

$$S_A = \frac{\Delta\sigma + \frac{m}{A}\Delta\sigma'}{\sigma_0} - \frac{(\Delta\mu_0 + \Delta\mu_S) + \frac{m}{A}(\Delta\mu_0' + \Delta\mu_S')}{\mu_0 + \mu_S}. \quad (4)$$

Приняв равенство $\mu_0 = \mu_S$, обусловленное тем, что в низкоэнергетическом интервале потери энергии гамма - квантов незначительны, выражение (4) для чувствительности метода к зольности преобразуется до вида:

$$S_A = \frac{\Delta\sigma + \frac{m}{A}\Delta\sigma'}{\sigma_0} - \frac{\Delta\mu_0 + \frac{m}{A}\Delta\mu'}{\mu_0}. \quad (5)$$

Известная ранее [2] формула для чувствительности получена для простой модели угля, представленной бинарной средой. Она не позволяет оценить влияние непостоянства минеральной части угля на метрологические характеристики метода. В отличие от известной модели, полученные нами выражения дают возможность исследовать влияние непостоянства минеральной части и перераспределения составных компонентов угля на чувствительность метода.

Рассмотрим физические аспекты, обеспечивающие конечную чувствительность гамма-альбедного метода к зольности.

Первое слагаемое выражения (5) характеризует различие органической массы угля и наполнителя золы в гамма-рассеивающих свойствах ($\Delta\sigma$), а также различие составных компонентов золы в коэффициентах рассеяния первичного гамма-излучения ($\Delta\sigma'$).

Второе слагаемое для чувствительности обусловливается различием углерода и наполнителя золы ($\Delta\mu_0$) и компонентов минеральной части ($\Delta\mu_0'$) в полных гамма-ослабляющих свойствах.

Расчеты чувствительности согласно выражению (5) выполнены для модели угля, аппроксимированной трехкомпонентной средой, в которой органическая масса угля представлена углеродом, в качестве основного наполнителя минеральной части выбраны алюмосиликаты, а роль тяжелого золообразующего компонента выполняет оксид кальция.

Коэффициенты взаимодействия излучения для отдельных элементов заимствованы из справочных данных [4]. Макроскопические сечения рассеяния включали сумму сечений некогерентного и когерентного рассеяний.

На рис. 1 представлены закономерности изменения чувствительности гамма-альбед-

ного метода к зольности угля от энергии первичного гамма-излучения. Как следует из формулы (5), общая чувствительность складывается из двух составляющих.

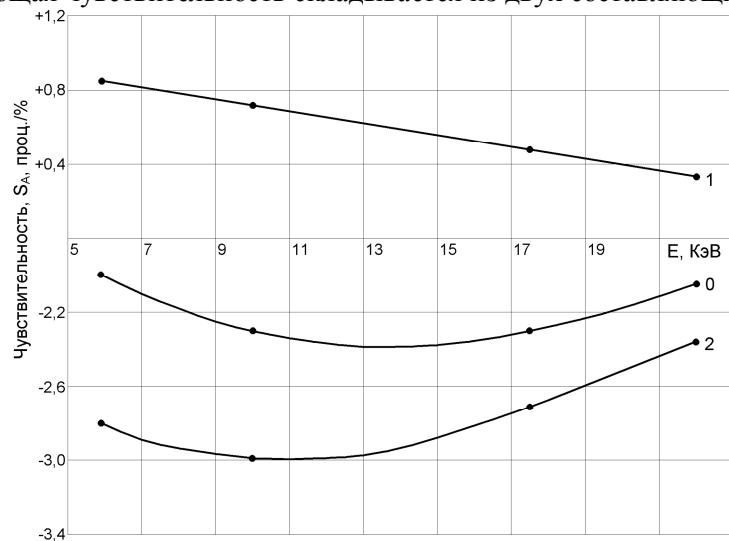


Рисунок 1 – Зависимости чувствительности к зольности от энергии первичного гамма-излучения: 0 – общая чувствительность; 1, 2 – составляющие чувствительности соответственно за счет гамма-рассеивающих и ослабляющих свойств

Составляющая чувствительности за счет гамма-рассеивающих характеристик (кривая 1) монотонно снижается при увеличении энергии. Это объясняется тем, что отношения $\frac{\sigma_0^H}{\sigma_0^C}$, $\frac{\sigma_0^{CA}}{\sigma_0^H}$ стремятся к 1 за счет снижения вероятности когерентного рассеяния гамма-

квантов при увеличении их энергии. Расчетными исследованиями установлено, что вклад первой составляющей чувствительности в основном обусловлен различием составных компонентов угля (углерода и наполнителя) в гамма-рассеивающих характеристиках. Вклад за счет перераспределения состава зольной части (наполнитель – оксид кальция) значительно ниже. В исследованном диапазоне энергий составляющая чувствительности за счет $\Delta\sigma$ и $\Delta\sigma'$ имеет положительные значения, означающие увеличение функции отклика с ростом зольности угля.

Основной вклад в общую чувствительность метода вносит вторая составляющая (кривая 2), обусловленная различием органической и минеральной частей угля в полных гамма-ослабляющих свойствах. Она также учитывает непостоянство компонентного состава золы (меняется m и $\Delta\mu_0'$). Причем установлено, что вклад $(\Delta\mu_0')$, обусловленный замещением наполнителя оксидом кальция, сопоставим с вкладом $(\Delta\mu)$ за счет замещения наполнителя углеродом.

Составляющая чувствительности за счет гамма-ослабляющих характеристик и общая чувствительность имеют инверсионный от энергии характер с максимумом, зависящим от суммы минеральных примесей.

Для низкозольных углей максимум чувствительности наблюдается в области ~ 10 кэВ. Для высокозольных углей максимум смещается в сторону больших энергий. Общая чувствительность (кривая 0), обусловленная совместным действием рассеивающих и ослаб-

ляющих свойств составных компонентов угля, качественно повторяет вторую составляющую. Отрицательные значения чувствительности к зольности свидетельствуют о том, что при увеличении зольности угля поток рассеянных углем гамма-квантов снижается. Последнее вызвано преобладающей ролью фотоэлектрического поглощения как первичного, так и рассеянного излучении по сравнению с процессами рассеяния первичного излучения.

Полученная формула позволяет априори оценить влияние не только зольности угля на величину чувствительности, но и компонентного состава минеральной части и его перераспределения.

В соответствии с принятой моделью трехкомпонентного угля основным дестабилизирующим фактором, вносящим погрешность в результаты определения зольности, являются колебания концентрации оксида кальция как наиболее тяжелого золообразующего компонента. Это справедливо для случаев, когда энергия первичного гамма-излучения ниже энергии К-края поглощения железа. Наибольшее распространение получил радионуклидный источник Fe-55, испускающий гамма-кванты с энергией 5,9 кэВ.

Оценить возмущающее действие непостоянства оксида кальция можно по величине чувствительности гамма-альбедного метода к оксиду кальция. Дифференцируя (2) с учетом (3) по dm находим чувствительность к оксиду кальция:

$$S_m = \frac{\Delta\sigma'}{\sigma_0} - \frac{\Delta\mu_0}{\mu_0} \quad (6)$$

На рис. 2 представлены зависимости чувствительности метода к оксиду кальция от энергии первичного гамма-излучения. Вполне закономерен инверсионный характер зависимости S_m от энергии. С увеличением зольности угля чувствительность S_m во всем исследованном интервале энергий снижается. Однако отношение $\frac{S_m}{S_A}$, характеризующее

погрешность определения зольности при единичном отклонении оксида кальция в угле, с ростом зольности повышается. Это объясняется более резким падением величины S_A по сравнению с S_m . Установлено также, что независимо от зольности дестабилизирующее влияние вариаций оксида кальция на результаты определения зольности ниже в углях с повышенным содержанием CaO. Этому способствует закономерное увеличение чувствительности S_A с ростом концентрации CaO при одновременном снижении чувствительности S_m .

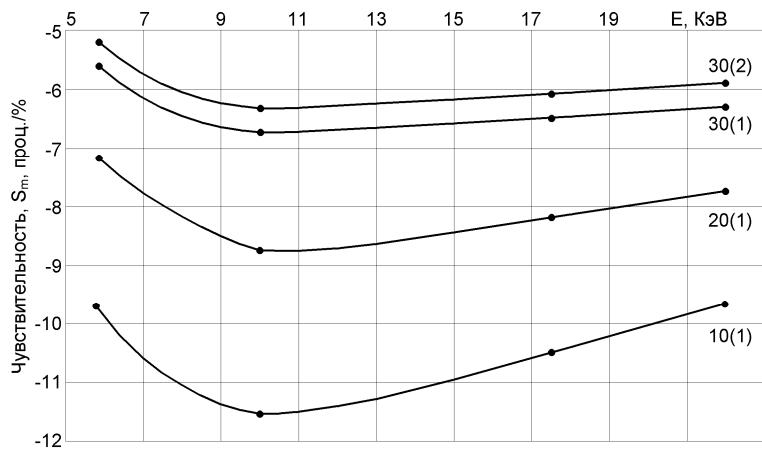


Рисунок 2 – Зависимости чувствительности к оксиду кальция от энергии первичного гамма-излучения. Цифры у кривых – A , % (м, %)

В таблице представлены расчетные данные о среднеквадратической погрешности определения зольности при единичной дисперсии оксида кальция в золе углей различного состава.

A , %	\bar{m} , %	σ_A , % абс.
10	1-2	0,23 - 0,30
20	1-2	0,62 – 0,74
30	1-2	1,09 – 1,22

Видна четкая дифференциация результатов от зольности угля. Погрешность анализа высокозольных углей ($A=30\%$) почти в 4 раза больше, чем малозольных ($A=10\%$).

Правильность теоретических моделей подтверждена хорошей сходимостью с экспериментальными данными. Исследования величины альбедо гамма-излучения с источником Fe-55 показали, что данные о погрешности анализа углей указанного состава с точностью до 15 % совпадают с расчетными. Таким образом, гамма-альбедный метод дает удовлетворительные по точности результаты только в случаях стабильного вещественного состава. В противном случае, необходимы методические усовершенствования по учету или исключению искажающего действия непостоянства вещественного состава минеральной части углей.

Список литературы

1. Клемпнер К.С. Физические методы контроля зольности угля / К.С. Клемпнер, А.Г. Васильев. – М.: Недра, 1978. – 174 с.
2. Старчик Л.П. Ядерно-физические методы контроля качества твердого топлива / Л.П. Старчик, Ю.Н. Пак. –М.: Недра, 1985, 224с.
3. Ю.Н. Пак. К расчету вторичных гамма-полей в приближении нулевого зонда /Ю.Н. Пак, А.В. Бдовкин // Известия вузов. Геология и разведка. –1990. –№ 9. –С.108-112.
4. Сторм Э. Сечения взаимодействия гамма-излучения/ Сторм Э., Израэль Х. – М.: Атомиздат, 1973.

Получено 25.04.07

УДК 656.222. 3

К.С. Таласпеков

АО «НК «Қазақстан темір жолы», г. Астана

ОПТИМИЗАЦИЯ РАЗВИТИЯ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ КОМПЛЕКСОВ

Методология основных системных принципов моделирования железнодорожных транспортных комплексов (ТК) широкого класса (железнодорожная сеть, железнодорожные линии и участки, железнодорожные станции и узлы и т.д.) основана на современных достижениях науки и техники в области моделирования сложных систем.

Рассмотренные вопросы в основном изложены на примере железнодорожных станций и узлов, но концептуальные выводы касаются и распространяются на другие виды железнодорожных ТК.

Сначала, остановимся на современных принципах системного анализа при исследовании развивающихся сложных систем в общем, отметим основные направления исследований и выводы в рамках таких представлений.

Затем перенесем эти результаты на железнодорожные ТК, в частности на примере станций и узлов. Остановимся на достижениях станционной науки по этим вопросам с начала XX века.

И, наконец, сформулируем особенности формирования и развития ТК широкого класса с позиции современных взглядов на такие процессы, в частности с позиции современной теории самоорганизации.

Современная тенденция применения системного подхода при исследовании процессов функционирования и развития систем любого класса – это не вызывающий никаких сомнений реальный факт.

В конце ХХ и начале ХХI века в общей методологии системного анализа выделяются два макроподхода в развитии системного мышления.

Первый (общая теория систем, кибернетика) изучает *устойчивость и равновесие* систем.

Основные акценты здесь сделаны:

- на построении универсальных теоретических концепций, описывающих все возможные типы систем (общая теория систем) или общие свойства живых и неживых систем (кибернетика);

- широком использовании метода моделирования, а впоследствии – на компьютерном моделировании;

- ориентации на биологические, технические, социальные, частично психологические приложения.

Только в 70-80-е годы ХХ века в системном мышлении в полной мере произошел кардинальный поворот. Главная отличительная особенность второго периода развития системных исследований состоит в переходе от исследования равновесных состояний систем к анализу неравновесных и необратимых состояний сложных систем. Этот период в различных литературах также называется *переходом от изучения простых к исследованиям сложных систем*.

В эти годы в научной литературе получили известность ранние исследования по неустой-

чивым динамическим системам: теория неустойчивых необратимых термодинамических систем И. Пригожина, теория катастроф Р. Тома и В.И. Арнольда, синергетика Г. Хакена, теория хаоса и аналогичные концепции. Их основная цель – разработка теоретических и методологических средств понимания хаоса, необратимости, нелинейности, неустойчивости, неравновесности и порядка.

Согласно этим представлениям, объектами современного системного исследования являются сложные динамические системы, состоящие из большого числа взаимодействующих частей (подсистем). Стационарное, т.е. не зависящее от времени, состояние таких систем, как правило, неустойчивое: отклонение от такого состояния растет с течением времени. В области неустойчивости даже малые воздействия могут вызывать в структуре системы необратимые изменения.

В последние десятилетия прошлого века начало формироваться новое научное направление, получившее название *синергетика*. Этот термин происходит от греческого слова «синергия» – содействие, сотрудничество, коопeração и введен в научный обиход немецким физиком Германом Хакеном. Данное научное направление претендует на роль самоорганизации термодинамически неравновесных структур. Основной акцент в синергетике переносится с взаимодействия элементов сложной системы на внешние эффекты, порождаемые структурными изменениями. Эти эффекты принято называть синергетическими или кооперативными. Главная особенность синергетических эффектов – упорядоченность, целенаправленность поведения сложной системы при относительной хаотичности поведения отдельных элементов.

Отметим, что еще одна важная особенность современного системного анализа при моделировании развивающихся сложных систем связана с таким понятием, как «состояние».

Здесь необходимо отметить следующее. В зависимости от степени абстрагирования при описании технико-технологических свойств ТК необходимо различать два основных иерархических уровня: верхний (*макроуровень*) и нижний (*микроуровень*). Так как ТК (железнодорожная сеть, железнодорожные направления и участки, железнодорожные станций и узлы) относятся к числу сложных динамических систем, то в них можно выделить два уровня описания состояний этих систем: нижний (*микроуровень*), где преобладают случайные процессы и верхний (*макроуровень*), где случайные процессы как бы сливаются в детерминистические.

При микроскопическом подходе предполагается детальное изучение структуры ТК в окрестности их стационарного (устойчивого) состояния. Здесь исследуются неделимые по функциональному признаку компоненты (например: горловины парков, парки путей) таких комплексов. При этом, естественно, каждый компонент рассматривается как система, состоящая из множества функциональных однотипных элементов одной и той же физической природы (пути, стрелочные переводы), взаимодействующих между собой и находящихся под воздействием внешней среды и других элементов комплекса, также являющихся внешней средой по отношению к другим компонентам.

На макроуровне исследуемый объект рассматривают как динамическую систему с со-средоточенными параметрами. При таком подходе описание состояния любой системы абстрагируется от внутреннего строения, т. е. система рассматривается как «черный ящик».

Как показали наши исследования, при прогнозировании процессов развития станции

и узлов на достаточно больших интервалах времени, на первый план выходит именно макроскопический подход описания состояний этих систем. При этом мы должны определить такие макроскопические величины, не сводимые к сумме микроскопических величин, которые могут однозначно описать состояние техническо-технологической структуры определенного класса ТК.

Таким образом, процессы как формирования, так и развития структур ТК могут быть наиболее адекватно исследованы и математически описаны только в рамках современных принципов системного анализа развивающихся сложных систем. Нижеследующие принципы исследования процессов формирования и развития таких сложных ТК, как железнодорожных станций и узлов, будут идти именно в рамках этих новых представлений.

К началу 30-х годов XX века в станционной науке определено осмысливалась идея процессов построения схем и развития станций и узлов. Были выработаны в основном понятия структуры, в какой-то мере, отделены процессы развития от процессов расширения.

Были сформулированы следующие основные принципы формирования структур железнодорожных станций:

- а) составление «элемента» станции, из которого в дальнейшем конструируется схема;
- б) составление сочетаний «элементов», т.е. получение максимальных схем;
- в) упрощение и рационализация схем за счет объединения и слияния отдельных устройств;
- г) выявление неизбежных внутренних пересечений, возникающих благодаря объединению устройств;
- д) исключение явно неудобных схем.

При этом основные идеи формирования структур станций и узлов должны опираться на взаимодействия, типа «поток транспортных единиц ↔ технические устройства». С таких позиций железнодорожные станции и узлы имеют следующие структурные особенности:

- их границы в пространстве, как правило, четко очерчены и в значительной степени определяются внутренними особенностями структур самой системы;
- структура таких ТК имеет четкую морфологию (некая зафиксированная в пространстве, наблюдаемая, физически реализованная совокупность звеньев структуры системы);
- основные потоки транспортных единиц между компонентами (элементами) таких систем осуществляются по определенным каналам, локализованным в пространстве.

При рассмотрении процессов формирования станций и узлов также особое значение приобретают *топологические* (геометрические) признаки их структур. Результатом таких подходов является возможность выработки основных принципов структурного анализа таких организованных ТК, как «железнодорожная станция» или «железнодорожный узел».

Например, при классификации 100 крупнейших железнодорожных узлов СССР, профессор С. В. Земблинов и его ученики пришли к следующим результатам:

Узлов с одной станцией.....	3	Крестообразных	5
Вытянутых в длину	27	Кольцевых	1
С параллельным расположением станций	1	Комбинированных	16

Треугольных	8	Нетипичных	39.
-------------------	---	------------------	-----

Анализ показывает, что более половины (55 из 100) рассмотренных узлов относятся к комбинированным и нетипичным, т.е. не принадлежат к числу четко выраженных схем, принятых в ТУПС того времени анализе нетипичных узлов.

При анализе 15 крупных железнодорожных узлов Республики Казахстан мы пришли к таким результатам:

Узлов с одной станцией.....	6	Комбинированных.....	1
Вытянутых в длину	4	Нетипичных.....	4.

Таким образом, более 2/3 (или более 66 %) железнодорожных узлов Республики Казахстан относятся к узлам с одной станцией и вытянутых в длину, а остальные 33 % – к комбинированным и нетипичным узлам.

Как видим, при классификации железнодорожных узлов, особое значение имеют топологические представления схем данных узлов. Классификации «поддались» простые по геометрической форме узлы: узлы с одной станцией, вытянутые в длину, с параллельным расположением станций, треугольные, крестообразные и кольцевые. Для схем более сложных железнодорожных узлов, т.е. для узлов с более сложной топологией, данная принятая классификация оказалась недостаточной и нам приходится ее усложнять. Другими словами, усложнение топологии (геометрии) – есть следствие усложнения сложности структур многих схем транспортных и железнодорожных узлов. Так появились следующие дополнительные типы железнодорожных узлов: тупиковые, радиальные, узлы с параллельными ходами, узлы с неполным кольцом.

В работах профессоров Н.В. Правдина и В.Я. Негрей (белорусская школа) процесс формирования и развития структур транспортных узлов предлагается разбивать на четыре крупные теоретические стадии (рис. 1) [1].

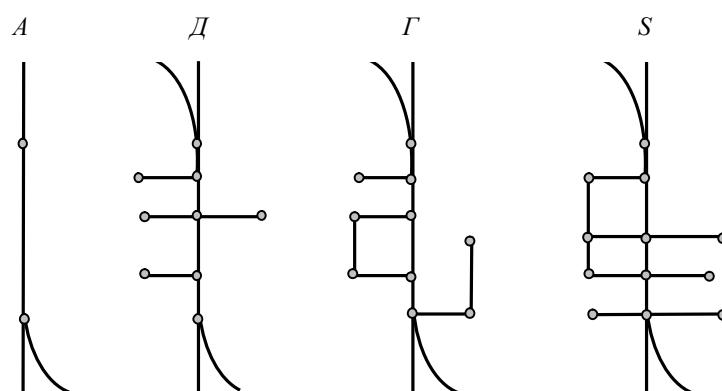


Рисунок 1 - Теоретические стадии развития структур транспортных узлов

Эти стадии имеют следующие характерные признаки:

- стадия А – первоначальное появление одной простейшей транспортной цепочки с однокомплектным сосредоточенным расположением устройств (линейная структура);

- *стадия Д* – разветвление цепочки и появление новых транспортных связей (совокупность цепочек связей без замкнутых контуров);
- *стадия Г* – сплетение ветвей цепочки и образование графа с замкнутыми контурами (совокупность цепочек связей с контуром);
- *стадия S* – сплетение цепочек и образование структуры, располагающей многокомплектными цепочками с рассредоточенным расположением устройств одного или разных видов транспорта (структуре в виде плоской решетки).

При формировании транспортных узлов не обязательны проявления всех теоретических стадий развития. Данное утверждение является очевидным, так как для городов со сложными топографическими условиями: расположенных на берегу больших рек, морей или в горной местности, стадии *A* и *D* являются преобладающими длительное время. Железнодорожные узлы таких городов являются вытянутыми в длину, в которых на внутриузловом ходу располагаются несколько станций (грузовые, технические, пассажирские). Стадии *G* и *S* характерны для узлов крупнейших городов или крупных промышленных центров.

Железнодорожные узлы Казахстана, как показали наши исследования, в основном представляют стадии *A* и *D*.

Процесс развития железнодорожных станций и узлов может идти как по пути простого умножения элементов станционных устройств (т.е. количественного роста системы), так и по пути повышения интенсивности работы путем реконструкции (качественного, скачкообразного изменения) самой структуры станции.

Направления, по которым может происходить количественный рост станций (на примере участковой станции), показаны на рис. 2.

Общим для станции (узлов) определенного уровня является то, что в зависимости от цели, анализа и оценки их можно рассматривать:

- как целевые неделимые образования;
- состоящие из систем низкого уровня, слившихся в результате некоторого, свойственного только им взаимодействия;
- станции (узлы), способные за счет присущего им взаимодействия образовывать «целую» станцию (узел) более высокого уровня.

Формализация структурных уровней преобразований структур станций и узлов оказывается возможной, поскольку мысленно проведены границы между уровнями при соответствующей «остроте зрения» и использованном «масштабе». Именно «масштабирование», подбор соответствующей меры измерения структуры в окрестности определенного уровня, позволяет обнаружить контуры станций и узлов данного уровня, их взаимоотношения с такими системами более высокого и низкого уровней, т.е. обнаружить границу *скачкообразного* перехода с одного уровня на другой, с одной ступени развития на другую.

Теперь остановимся на области, которая разделяет различные уровни. *Межуровневая граница* – это область, разделяющая и одновременно объединяющая два соседних уровня станций и узлов данной категории. *Межуровневое состояние* – это граница между уровнями – есть процесс перехода с одного уровня на более высокий за счет характерного только для данной межи взаимодействия. Вместе с тем, очевидно, в образовании станции (узла) высокого уровня участвуют не все подсистемы низкого уровня. С учетом этого важного положения существующие станции и узлы более высокого уровня представлены

компонентами (элементами) разных структурных уровней низшего порядка.

Развитие структуры всех ТК периодично, в силу чего и уровнево-межевая схема – периодическая, ибо имеет место периодичность проявления при переходе с одного уровня на другой основного свойства таких систем – их целостности. Соответственно, в каждой меже периодически осуществляется другое основное свойство – преобразование техническо-технологической структуры станции (узла), но обязательно приводящее к образованию целого ТК.

Периодичность развития станций и узлов имеет еще одно качество: фиксируется не только в структуре определенного уровня, но и во *времени*. В межуровневом состоянии поведение станций и узлов специфично, ибо каждое из состояний (межа) имеет собственное начало, продолжительность и окончание.

Предложенная схема развития ТК широкого класса имеет некоторую условность. Во-первых, динамика таких объектов в пределах одного и того же межуровневого состояния достаточно сложна. Во-вторых, остается открытым вопрос о самых общих механизмах смены состояний.

Остановимся на этом моменте.

Скачкообразная перестройка структуры системы в современной литературе по системному анализу принято называть *катастрофой*. Катастрофическое изменение ведет к существенной перестройке структуры наблюдаемой системы. Такие радикальные изменения навязываются системе извне или внутренними кризисами. При этом отдельные компоненты ТК могут исчезать, а на их месте появляться новые. Системообразующие макроскопические показатели системы меняются значительно и резко.

Следует подчеркнуть, что вышеупомянутое описание структурных изменений развивающихся станций и узлов не несет эмоционального оттенка. Оно характеризует только глубину таких изменений. В соответствии с идеологией современного системного анализа, с точки зрения категорий цели, катастрофа есть «нежелательное» для системы явление. Однако следует отметить, что катастрофа – прежде всего глубокое изменение структуры системы, имеющее как отрицательные, так и положительные последствия для развития системы.

Итак, процессы развития ТК широкого класса (железнодорожная сеть, железнодорожные направления и участки, станции и узлы) на больших временных отрезках сопровождаются структурными перестройками разного масштаба. Таким процессам присуща дискретность. При этом ТК может сохранить ряд своих наиболее важных характеристик, она остается целостной и продолжает входить в качестве определенного компонента в состав ТК более высокого уровня.

Таким образом, поведение таких систем на больших отрезках времени происходит следующим образом:

- в состоянии равновесия (устойчивости) любой транспортный комплекс может находиться только на одном из межуровневых состояний;
- если развитие происходит, ТК, как бы он быстро не развивался, в пределах одного межуровневого состояния проводит более длительное время, чем перескакивая с уровня на уровень;
- с одного уровня ТК может перейти только на соседний.

Последнее означает, что из одного фиксированного состояния, на примере станций и узлов, не может перескочить в любое произвольное состояние, а только в одно из близ-

ких, «соседних» состояний. Это не значит, что в реальных условиях может наблюдаться только такое поведение. При постоянном одностороннем изменении внешних условий такие системы могут не задерживаться долго на одном уровне, а «проскаакивать» его, переходя на другое. Такой режим внешних воздействий не меняет общий характер эволюции станций и узлов, но он ускоряет ее темп.

Для внешнего наблюдателя, при составлении долгосрочных планов развития ТК наиболее важным представляется прогнозирование и управление процессом скачкообразной (катастрофической) смены состояний. Следовательно, время и место такого изменения представляется существенной характеристикой развивающихся ТК.

Таким образом, процесс развития на примере станций и узлов можно представить как последовательность циклов изменения со скачкообразным переходом в конце цикла на другой качественный уровень, означающий начало нового цикла развития.

Следствие циклического развития – *необратимость*, т.е. невозможность перехода от новообразованной структуры к старой разрушенной структуре. Именно необратимость является неотъемлемым свойством процессов развития транспортных структур: при определенных условиях нарушение их естественного протекания ведет к разрушению структуры существующей станции (или узла). При этом также следует учесть, что даже незначительное (кратковременное) нарушение в функционировании таких систем также является необратимым, так как усилия по их устраниению сопровождаются необратимыми расходами энергии и ресурсов (считай, капиталовложений) и имеют негативные влияния. Из таких свойств необратимости эволюционных процессов транспортных комплексов вытекает двойственность управления процессами развития: либо необходимо предотвращать скачкообразные изменения на раннем этапе их проявления, применяя управляющие воздействия, тем самым сохраняя существенную структуру станции (узла), либо необходимо «организовать» такие перестройки.

Как известно, динамические системы могут быть *линейными* или *нелинейными*. В первом случае система имеет одно-единственное стационарное состояние, во втором – множество, в том числе неустойчивые стационарные состояния, которые соответствуют различным возможным структурным состояниям системы и законам ее поведения.

С другой стороны, возникновение *неопределенности* – типичное свойство нелинейных систем. С этой точки зрения, существующую методику описания развития станций и узлов на основе приведенных экономических затрат и их прогнозирования можно отнести к линейным моделям, в которых неустойчивость справедливо отождествляется с несуществованием. Поэтому по мере перехода к изучению развития ТК широкого класса должны быть использованы нелинейные модели, допускающие наличие взаимной связи между устойчивостью и неустойчивостью в виде обмена устойчивостью.

Нелинейность поведения станций и узлов в последующем становится чрезвычайно важным, поскольку делает возможным обмен устойчивостью: стационарное состояние, например станции (существующая схема и уровень технологии), бывшее до определенного времени устойчивым, становится неустойчивым и исчезает, а устойчивым, и тем самым реализованным, становится другое стационарное состояние станции (с другой схемой и уровнем технологии). Такой обмен происходит в силу неустойчивости структуры ТК и под влиянием внешних воздействий, достигающих критических значений. В такой *критической точке* – точке качественной перестройки структуры системы – становятся достаточными малые внешние воздействия на систему для того, чтобы она скачкообразно

перешла из одного устойчивого состояния, ставшего неустойчивым, в новое устойчивое состояние – более высокий уровень упорядоченности и организации.

Неизбежность неопределенности в процессе прогнозирования развития станций и узлов профессор Ю. И. Ефименко (Санкт-Петербург) рассмотрел следующим образом (рис. 2) [2].

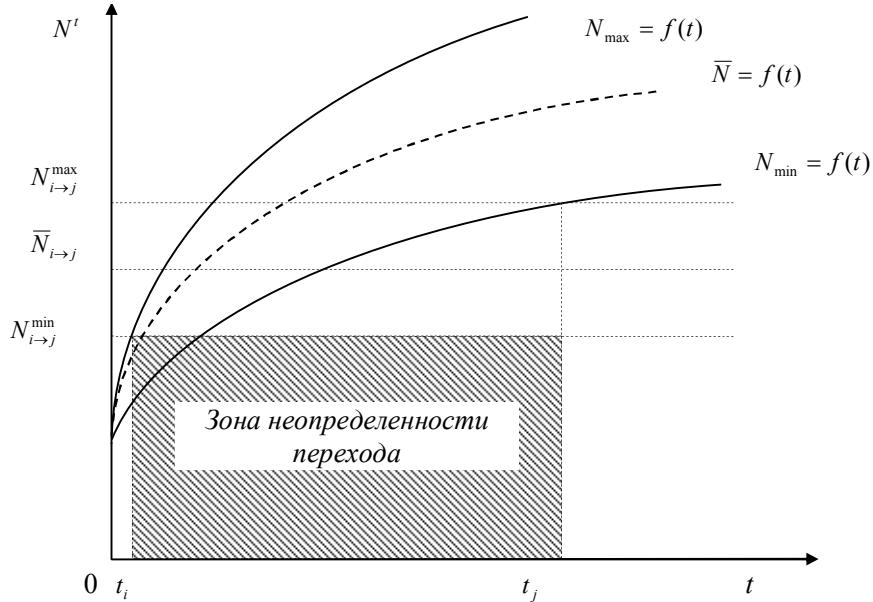


Рисунок 2 - Графическое представление зоны неопределенности переходов различных состояний станций и узлов (по проф. Ю.И. Ефименко)

Если известны граничные значения прогнозных объемов работы в вагонах $N_t^{\min} = f_1(t)$ и $N_t^{\max} = f_2(t)$ исследуемой станции, то срок целесообразности ввода очередных этапов находится между точками пересечения среднего граничного значения $N_{i \rightarrow j}$ со средним \bar{N}_i и минимальным N_t^{\min} прогнозным значением объемов работы.

Тогда размеры зоны неопределенности растут с удалением от начала расчетного периода.

При исследовании развития станций и узлов на первый план выходит изучение их неустойчивости стационарных состояний. Именно возможная их неустойчивость – причина неопределенности и сложного поведения таких ТК, которые нельзя уложить в какую-либо одну теоретическую концепцию. В этом случае поведение нелинейной транспортной системы, функционирующей к тому же в условиях необратимости времени, становится неопределенным.

На современном этапе, когда в транспортной науке преобладают аналитические подходы моделирования развития, весь процесс выбора решений при развитии, например станций (узлов), опирается на точное прогнозирование, подобно законам механики. Этот принцип заложен в структуру строгих математических формул оценки этапности развития по приведенным затратам.

Под развитием техническо-технологических структур станций и узлов следует понимать расширение качественных различий, характеризующих состояние системы в различные моменты времени. Характеристики, по которым различаются состояния, – это все компоненты (элементы) и формы их связи, формирующие целостность станции с соответ-

ствующей схемой и технологией.

Каждый этап развития станции (узла), в свою очередь, обладает соответствующим значением сложности структуры. В процессе развития таких систем на некотором этапе ее существования сложность структуры уменьшается – возрастает организованность техническо-технологической структуры станции (компактность схемного решения). Другими словами, станция, имея в начале определенного этапа развития некоторые неустойчивости в своем поведении, стремится к «оттачиванию» функциональных связей между подсистемами, что приводит к возрастанию порядка в ее структуре. Такие поведения в развитии станций и узлов соответствует *процессам самоорганизации* в их структуре.

С переходом на более высокий уровень развития разнообразие потенциально возможных структур станции увеличивается. Станция или узел более высокого уровня обладает большим количеством схемных решений и технологическим разнообразием (технологическими возможностями), чем система, находящаяся на нижнем уровне. Однако этот процесс не должен перейти определенную границу, когда «заорганизованность» вызовет ужесточение структуры и невозможность дальнейшего преобразования системы.

Как известно, в качестве меры степени хаотичности в теории систем используют понятие *энтропии* системы, которая связана со статистическими распределением состояний системы.

Так, если разнообразию схемных решений станции или узла придать вероятностный характер, то между энтропией и числом схемных решений (состояний) существует тесная связь, и возрастание энтропии соответствует развитию к «наиболее вероятному» состоянию. Так как в процессе эволюции станции (узла) число схемных решений возрастает, то это приводит к тому, что приращение энтропии соответствует возрастанию возможных состояний таких систем. Увеличение разнообразия схемных решений есть следствие изменчивости, присущей станциям (узлам), и возникает в результате действия механизмов развития и, главным образом, скачкообразных изменений.

Отметим, что здесь проявляется некоторое противоречие. С одной стороны, принятые законы эволюции «заставляют» станции и узлы постоянно стремиться к более эффективному использованию внешних условий: переходить к интенсивным технологиям, использовать последние достижения науки и техники и т.д. И те варианты схемного решения, где они реализуются, получают дополнительные и весьма значительные шансы на то, чтобы быть выбранными. Но, с другой стороны, чем сложнее техническо-технологическая структура, тем больше у таких систем параметров, тем больше они подвержены случайностям. Или же повышается вероятность оказаться в критической точке поведения данных объектов. А это не только путь быстрого улучшения структуры системы, но и огромный риск оказаться в ситуации, когда система вообще теряет способность к функционированию. Вот почему одной из основных задач моделирования процессов развития станций и узлов является изучение и выявление критических условий в поведении этих систем.

Кстати нами разработаны и выпущены в свет методические рекомендации по определению моментов структурных перестроек в процессах функционирования и развития ТК [3], где приведены методы определения такой критической точки в развитии станций и узлов.

В наших работах, вышедших в свет, были сформулированы основные системные принципы как процесса построения схем станций, так и процесса развития их структур с

позиции трех системных свойств ТК. Эти свойства такие:

- *целостность* (когда конструирование станции или узла производится путем не простого суммирования их элементов, а каждая вновь появившаяся система рассматривается как качественно отличная от остальных);
- *иерархичность* (построение теоретических положений метода начинается с более простых типов станций и узлов и идет по пути усложнения к более сложным типам таких систем);
- *взаимопроникновение и синтез* отдельных элементов (путем отбрасывания заведомо не приемлемых вариантов).

Таким образом, резюмируя вышеизложенные принципы современного системного подхода исследования сложных систем и рассматривая процессы формирования и развития структур железнодорожных ТК с таких позиций, можно указать на три группы методических приемов, необходимых для моделирования и управления такими процессами:

- комплекс методов, позволяющих адекватно выделить исследуемый ТК как систему в его окружении и количественно оценить их структурные свойства;
- комплекс методов, позволяющих описать состояние структуры развивающихся ТК;
- комплекс методов, позволяющих описать скачкообразные изменения в поведении развивающихся ТК и определить место и время таких изменений в их структуре на больших временных интервалах наблюдения.

Процессы самоорганизации заставляют нас думать, что существуют определенные законы, которые преобразуют хаотичное поведение в развитии ТК в направленную эволюцию от простого к сложному. Тогда общий взгляд на процессы развития структур ТК широкого класса (железнодорожные станции и узлы, участки и т.д.) с таких позиций можно представить как это показано на рис. 3.



Рисунок 3 - Процессы развития станций и узлов с позиций современной теории самоорганизации

Список литературы

1. Правдин Н.В. Взаимодействие различных видов транспорта в узле / Н.В. Правдин, В.Я. Негрей. - Минск: Высшая школа, 1983. - 247 с.
2. Ефименко Ю.И. Обоснование этапности развития железнодорожных станций и узлов: Автотр. дис. ... д-ра техн. наук. - СПб., 1992. -50 с.
3. Методические рекомендации по определению моментов структурных перестроек в процессах функционирования и развития транспортных комплексов. - Астана, 2006. - 29 с.

Получено 21.05.07

УДК 656.222.3

К.С. Таласпеков

АО «НК «Қазақстан темір жолы», г. Астана

Б.М. Куанышев

АО «Локомотив», г. Астана

Б.Б. Жардемов

НИЦ «Комплексные транспортные проблемы», г. Астана

**РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНОГО ПЛАНА ОРГАНИЗАЦИИ ПЕРСПЕКТИВНЫХ
ГРУЗОВЫХ ВАГОНОПОТОКОВ НА СЕТИ**

Одной из основных задач организации эксплуатационной работы транспорта является правильная организация грузовых вагонопотоков, которая заключается в установлении наиболее рационального порядка их следования по железнодорожным направлениям и наивыгоднейшей системы формирования поездов. Решение этой задачи основано на маршрутизации перевозок с мест погрузки и формировании грузовых поездов на сортировочных, участковых и грузовых станциях, позволяющей обеспечить высокий уровень транзитности вагонопотоков и снизить объем непроизводительной переработки вагонов на технических станциях.

Математическая модель задачи выбора оптимального плана организации вагонопотоков [1,2] имеет следующий вид:

$$P(X^*) = \min_{X \in D_X} \left\{ \sum_{l \in L} P_l(X) + \sum_{u \in U_{cc} \cup U_{cp}} P_u(X) \right\},$$

где допустимое множество планов D_X .

Для решения этой задачи в качестве исходных данных должны быть известны:

- матрица корреспонденции вагонопотоков, включаемых в составы одногруппных - K_0 , порожних поездов - K_Π и отправительских маршрутов – K_M ;
- возможные назначения поездов, состоящие из всех действующих назначений и дополнительных, намечаемых эксперты путем.

Назначения различаются не только по начальной и конечной станциям, но и по маршрутам следования. Возможные назначения поездов образуют следующие множества:

- назначений одногруппных поездов – H_0 ,
- дополнительных назначений – H_0^0 ;
- назначений порожних маршрутов – H_Π ,
- назначений отправительских маршрутов – H_M .

Назначение поезда характеризуется тройкой ijk , где i – станция формирования (погрузки); j – станция расформирования (выгрузки или распыления); k – номер пути, по которому поезд может следовать от станции i до станции j .

Функциональные матрицы интенсивности вагонопотоков, включаемых:

- в составы одногруппных поездов

$$\|x_{1\alpha\beta}^0 t + x_{2\alpha\beta}^0 t^2\| \quad \forall \alpha\beta \in K_0;$$

- в составы порожних маршрутов

$$\|x_{1ij}^\Pi t + x_{2ij}^\Pi t^2\| \quad \forall ij \in K_\Pi;$$

- в отправительские и ступенчатые маршруты

$$\|x_{1ij}^M t + x_{2ij}^M t^2\| \quad \forall ij \in K_M.$$

Заметим, что все коэффициенты многочленов функциональных матриц известны. Для каждой корреспонденции вагонопотока известна интенсивность объемов перевозок в течение всего расчетного срока планирования T_p .

Коэффициенты многочленов $P_l(\cdot)$ для всех $l \in L$ и $P_u(\cdot)$ для всех $u \in U_{cc} \cup U_{ep}$, с помощью которых для каждого звена и узла сети определяются общие за расчетный срок планирования приведенные затраты на перевозку (переработку) и развитие технического оснащения объектов по оптимальной схеме [3].

При этих исходных данных необходимо определить такие маршруты следования вагонопотоков на сети и такой порядок включения вагонопотоков в назначения одногруппных поездов, при которых освоение плановых объемов перевозок, заданных функциональными матрицами, осуществлялось за период времени $[0, T_p]$ минимальными приведенными затратами на перевозку и развитие технического оснащения сети.

При решении этой задачи необходимо руководствоваться основными принципами [4]:

- приоритетностью «накладки» вагонопотоков на сеть;
- невозможностью дробления мощности корреспонденции при их «накладке» на сеть;
- первоочередностью «накладки» на сеть вагонопотоков, имеющих наибольшую мощность.

С формально-математической точки зрения принцип приоритетности - некорректен, т.к. в оптимизационной задаче все неизвестные переменные плана X - равнозначны. Однако в технологическом отношении использование этого принципа является обязательным, т.к. от оперативности поступления порожних вагонов на станции зависит в немалой степени выполнение плана погрузки, а следовательно, и ритмичная работа всей сети железных дорог.

Приоритетность отправительской маршрутизации перед технической обусловлена, прежде всего, тем, что значительная доля важнейших номенклатурных грузов, отдельных видов готовой продукции традиционно перевозится маршрутами. Причем для таких грузов, как: каменный уголь, кокс, нефть, руда и ряд других, перевозки на сети являются частью общей технологической производственной цепочки. От ритмичности и скорости доставки этих грузов потребителю зависит нормальная работа промышленных комплексов страны.

Учитывая вышеизложенное, общая последовательность расчета плана организации вагонопотоков на сети, будет следующей:

1. Определяется оптимальный план распределения порожних маршрутов на сети. При решении этой задачи планы организации вагонопотоков, следующих в технических и отправительских маршрутах, принимаются равным нулю, т.е. $X_0 = (X_1^0, X_2^0) = (0,0)$ и $X_M = (X_1^M, X_2^M) = (0,0)$. Здесь и далее, 0 - нулевой вектор. Обозначим оптимальный план распределения порожних вагонопотоков X_Π .

2. Определяется оптимальный план распределения вагонопотоков, следующих в отправительских и ступенчатых маршрутах, причем этот план рассчитывается при $X_\Pi = X_\Pi^*$ и $X_0 = 0$. Обозначим найденный план через X_M^* .

3. Рассчитывается оптимальный план технической маршрутизации при $X_\Pi = X_\Pi^*$ и $X_M = X_M^*$.

Выбор оптимального плана организации вагонопотоков на сети для каждого из этих трех этапов расчета предполагает решение задачи распределения различных видов вагонопотоков на сети. Для этого предлагается следующий метод, названный методом пошагового распределения вагонопотоков, который характеризуется последовательной пошаговой накладкой каждой корреспонденции на сеть, без дробления ее мощности. Конкретная реализация метода

пошагового распределения применительно к рассматриваемым задачам распределения порожних и маршрутизованных вагонопотоков заключается в следующем:

1. Заданное множество корреспонденции этих вагонопотоков упорядочивается по их мощности и расстоянию следования. При одинаковой мощности более высокий приоритет имеет корреспонденция с большей дальностью перевозки, чтобы обеспечить пропуск этой корреспонденции по кратчайшему маршруту и уменьшить время доставки груза.

Корреспонденции данного вида вагонопотока «накладываются» на сеть в соответствии с их упорядоченностью, т.е. приоритет имеют корреспонденции с большей мощностью.

2. Для каждой корреспонденции выбирается маршрут следования на сети с минимальным значением суммарной дифференциальной стоимости перевозок, которая вычисляется при потоках, распределенных на сети на предыдущих шагах. Допустим, для определенности, что распределению подлежит корреспонденция $\alpha\beta$, имеющая k маршрутов следования на сети, интенсивность вагонопотоков этой корреспонденции задана функцией

$$x_{\alpha\beta}(t) = x_{1\alpha\beta}t + x_{2\alpha\beta}t^2.$$

Для каждого k -го возможного назначения (маршрута следования) этой корреспонденции определяется дифференциальная стоимость перевозки – прокатная оценка как приращение целевой функции при следовании корреспонденции $\alpha\beta$ по k -му маршруту

$$\Delta_k P\left(\overset{\vee}{X}\right) = \frac{\partial P\left(\overset{\vee}{X}\right)}{\partial x_{1\alpha\beta k}} x_{1\alpha\beta} + \frac{\partial P\left(\overset{\vee}{X}\right)}{\partial x_{2\alpha\beta k}} x_{2\alpha\beta}; \quad k = 1, \dots, \kappa, \quad (1)$$

где $P\left(\overset{\vee}{X}\right)$ – план перевозок, полученный при «накладке» на сеть предшествующих корреспонденций;

$$\frac{\partial P\left(\overset{\vee}{X}\right)}{\partial x_{1\alpha\beta k}}, \frac{\partial P\left(\overset{\vee}{X}\right)}{\partial x_{2\alpha\beta k}} \text{ - частные производственные функции } P(\cdot) \text{ в точке } \overset{\vee}{X}.$$

Из k возможных маршрутов следования выбирается такой, у которого величина прокатной оценки (1) наименьшая.

3. После выбора маршрута следования корреспонденции $\alpha\beta$ план $\overset{\vee}{X}$ пересчитывается.

При реализации в данной работе метода пошагового распределения поток каждой корреспонденции «накладывается» на сеть не частями, а целиком. С формально-математической точки зрения такой подход некорректен, т.к. алгоритм пошагового распределения вырабатывает последовательность, сходящуюся к оптимальному или близкому к нему плану, при дроблении корреспонденции на все большее и большее число частей.

Тем не менее, сохранение целостности корреспонденции оправдано в технологическом отношении, т.к. обеспечивает однозначность включения вагонопотока в поездные назначения. При дроблении корреспонденции такой однозначности нет, поскольку она может быть включена в разные поездные назначения, что противоречит сложившейся практике организации вагонопотоков.

Частные производные в формуле (1) рассчитываются следующим образом.

Для порожних маршрутизованных вагонопотоков:

$$\begin{aligned} \frac{\partial P(X)}{\partial x_{\alpha\beta k}^{\Pi}} \Bigg|_{\substack{X=(0,0,X_{\Pi}) \\ X=\overset{\vee}{X}_{(0,0,X_{\Pi})}}} &= \sum_{l \in L} [a_{1m3l} \mu_{\alpha\beta k}^{\Pi}(l') + a_{1m4l} \mu_{\alpha\beta k}^{\Pi}(l'') + 2a_{2m3l} \sum_{ijk \in H_{\Pi}} \overset{\vee}{x}_{mijk} \mu_{ijk}^{\Pi}(l')] + \\ &+ 2a_{2m4l} \sum_{ijk \in H_{\Pi}} \overset{\vee}{x}_{mijk} \mu_{ijk}^{\Pi}(l'')] + \sum_{u \in U_{CC}} [a_{1m1u} \mu_{\alpha\beta k}^{\Pi}(u) + 2a_{2m1u} \sum_{ijk \in H_{\Pi}} \overset{\vee}{x}_{mijk} \mu_{ijk}^{\Pi}(u)], \end{aligned} \quad (2)$$

где $\mu_{ijk}^{\Pi}(l'), \mu_{ijk}^{\Pi}(l'')$ - параметры, принимающие значение 1, если порожний маршрут ijk проходит по звену l , соответственно, в нечетном и четном направлениях движения, в остальных случаях эти параметры равны 0;

$\mu_{ijk}^{\Pi}(u)$ - параметр, равный 1, если порожний маршрут ijk проследует станцию u транзитом. В остальных случаях этот параметр равен 0.

В формуле (2) первая сумма по l является частной производной функции $P(\cdot)$ для звеньев сети, вторая - для технических станций, которые корреспонденция $\alpha\beta k$ проследует транзитом. Численное значение этих производных вычисляется при $X_0=0$ и $X_{\Pi}=\overset{\vee}{X}_{\Pi}$.

Для ступенчатых и отправительских маршрутов частная производная для вычисления прокатной оценки будет равна

$$\begin{aligned} \frac{\partial P(X)}{\partial x_{m\alpha\beta k}^M} \Bigg|_{\substack{X=(0,X_M,X_{\Pi}) \\ X=\overset{\vee}{X}_{(0,X_M,X_{\Pi})}}} &= \sum_{l \in L} [a_{1m1l} \mu_{\alpha\beta k}^M(l') + a_{1m2l} \mu_{\alpha\beta k}^M(l'') + 2a_{2m1l} \sum_{ijk \in H_M} \overset{\vee}{x}_{mijk} \mu_{ijk}^M(l')] + \\ &+ 2a_{2m2l} \sum_{ijk \in H_M} \overset{\vee}{x}_{mijk} \mu_{ijk}^M(l'')] + \sum_{u \in U_{CC}} [a_{1m1u} \mu_{\alpha\beta k}^M(u) + 2a_{2m1u} \sum_{ijk \in H_M} \overset{\vee}{x}_{mijk} \mu_{ijk}^M(u)] + \\ &+ \sum_{ijk \in H_{\Pi}} \overset{*}{x}_{mijk} \mu_{ijk}^{\Pi}(u)], \end{aligned} \quad (3)$$

где $\mu_{ijk}^M(l'), \mu_{ijk}^M(l'')$ - параметры, принимающие значение 1, если порожний маршрут ijk проходит по звену l , соответственно, в нечетном и четном направлениях движения;

$\mu_{ijk}^M(u)$ - параметр, равный 1, если порожний маршрут ijk проходит станцию u транзитом и 0 в остальных случаях.

Расчет по формуле (3) осуществляется при известном плане распределения порожних, т.е. при $\overset{\vee}{X}=(0,\overset{\vee}{X}_M,\overset{*}{X}_{\Pi})$.

Таким образом, изложенный метод позволяет на принципиально новой и более качественной основе решить задачу расчета сетевого плана формирования одногруппных поездов, практически, с соблюдением всех необходимых технологических требований. При этом оценка этого плана формирования осуществляется суммарными эксплуатационными затратами на пропуск и переработку вагонопотока, а не приведенными вагоно-часами, при расчете которых используются параметры-константы $t_{\vartheta k}$, в действительности не обладающие этим свойством.

Список литературы

- Стенбринк П. Оптимизация транспортных сетей. Пер. с англ. /Под ред. В.Н. Лившица. - М.: Транспорт. - 1981. - 320с.
- Вол М. Анализ транспортных систем / М. Вол, Б. Мартин. - М.: Транспорт, - 1981. - 516 с.
- Галабурда В.Г. Оптимальное планирование грузопотоков. - М.: Транспорт. - 1985. - 256 с.

4. Правдин Н.В. Прогнозирование грузовых потоков / Н.В. Правдин, М.Л. Дыканюк, В.Я. Негрей. - М.: Транспорт. - 1987. - 247 с.

Получено 19.06.07

УДК 621.01

Е.С. Темирбеков

ЕНУ им. Л.Н. Гумилева, г. Астана

**АЛГОРИТМ СИНТЕЗА МЕХАНИЗМОВ ВЫСОКИХ КЛАССОВ
С УЧЕТОМ ПЕРЕДАЧИ ДВИЖЕНИЯ И СИЛ**

В работе [1] для оценки работоспособности механизмов на стадии их кинематического синтеза применено два критерия передачи заданного движения: первый из них K_1 - характеризует соотношение между моментами (движущим и сопротивления) на входе и выходе; второй критерий K_2 - характеризует относительный уровень реакций в шарнирах механизма. Указанные критерии выражаются так:

$$K_1 = M_D/M_C \text{ или } K_1 = M_D/(F_C d), \quad K_2 = R/(M_C/d) \text{ или } K_2 = R/F_C,$$

где M_D - модуль движущего момента; M_C, F_C - модуль момента и силы полезного сопротивления; R - максимальная по модулю реакция в шарнирах механизма; d - некоторый линейный размер. Значение величины M_C или F_C считается заданным, а M_D и R определяются статическим анализом. При этом принимаются допущения: звенья невесомые, жесткие; связи идеальные; других активных сил нет. Такая система допущений позволяет при выводе критериев K_1 и K_2 абстрагироваться от всех частных особенностей конструкции механизма и получить их в виде безразмерных функций переменных и постоянных параметров кинематической схемы. Вместе с тем, критерии K_1 и K_2 учитывают существенные элементы реальной картины передачи сил в механизме. Сферой действия критериев передачи является кинематический анализ и синтез механизма. Критерии передачи играют ту же роль, что и углы давления, используемые для оценки работоспособности механизмов II класса.

Покажем на примере механизма высокого класса (МВК) с группой Ассура IV класса, что критерии K_1 и K_2 являются взаимосвязанными. Согласно формуле (11) [2], имеем (рис. 1):

$$\frac{M_D}{F_c L_1} = \frac{L_2 \sin(\varphi_3 - \varphi_2) \sin(\varphi_1 - \varphi_4) + L_{2A} \sin(\varphi_4 - \varphi_{2A}) \sin(\varphi_1 - \varphi_3)}{L_2 \sin(\varphi_3 - \varphi_2) \cos \varphi_4 - L_{2A} \sin(\varphi_4 - \varphi_{2A}) \cos \varphi_3} \quad (1)$$

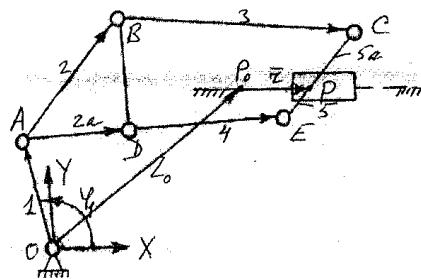


Рисунок 1

Выражение в знаменателе правой части (1) есть Δ (формула (2) [2]), его нулевые значения соответствуют максимумам значений реакций. Тогда из (1) видно, что положения, в которых реакции становятся максимальными (критерий K_2), совпадают с положе-

ниями, в которых M_D становится крайне большим (критерий K_1), что говорит о том, что они являются составными частями более общего критерия передачи движения и сил механизма, полученного разложением якобиана уравнений замкнутости независимых векторных контуров. Об этом говорится и в работе [3]. Нормализованная функциональная часть (1) есть согласно [2] показатель передачи заданного движения и сил τ . Рассуждая аналогично, можно получить показатели передачи движения и для других МВК. Показатель передачи движения τ ($-1 \leq \tau \leq 1$) только в особых положениях становится равным нулю. По его величине можно судить также и о степени удаленности от опасной зоны, примыкающей к границам области существования МВК. При структурно-параметрическом компьютерном синтезе МВК широкое применение нашел модульный принцип [3,4], при котором:

- а) исходная кинематическая цепь (ИКЦ), обладающая несколькими степенями подвижности совершает заданные движения;
- б) в результате определенным образом введенных замыкающих кинематических цепей (ЗКЦ) образуется МВК. В качестве ЗКЦ обычно рассматриваются бинарное звено, диада или другие кинематические цепи, обладающие нулевой, одной или более отрицательными степенями подвижности.

Для получения работоспособных МВК накладывались ограничения на углы давления (передачи) в кинематических парах [4,5]. Однако для МВК оценка способности передачи заданного движения по углам передачи, как утверждается в работе [3], оказывается недостаточной. В этой же работе учет передачи заданного движения при синтезе МВК сводится к задаче трехкритериальной оптимизации, достаточно сложной с точки зрения практической реализации.

Задачи синтеза и кинематического анализа до сих пор рассматривались раздельно, что требовало решать дополнительно возникающие проблемы существования и идентификации сборок механизма, так как известно, что при синтезе механизма часто возникает так называемый «дефект ветвления», в соответствии с которым одна часть из N заданных исполнительных положений аппроксимируется одной сборкой механизма, а другая часть - другой его сборкой, вследствие чего найденный механизм не выполняет заданных движений.

Предлагается следующий алгоритм синтеза МВК, позволяющий процесс синтеза МВК перевести к практической оптимизации (показан на примере МВК с группой Ассура IV класса, рис. 2), он основан на известных подходах и позволяет на стадии синтеза МВК решить вопрос о работоспособности его схемы:

1. Выбирается исходная кинематическая цепь (ИКЦ-ОАВС).
2. ИКЦ принуждается к выполнению заданных движений ϕ_1 и S и введением замыкающих кинематических цепей (ЗКЦ-АДЕС) формируется МВК (в обращенном движении подвижной плоскости Cm_5n_5 относительно подвижной плоскости Am_2n_2 находится, процедурой минимизации целевой функции [6], круговая квадратическая точка $D(m_5^*n_5^*)$ в плоскости Cm_5n_5).
3. ИКЦ, с учетом найденных в ходе оптимизации точек примыкания D и E к ней ЗКЦ, принуждается выполнять заданные движения.
4. На каждом из N заданных положений ИКЦ-ОАВС вычислением переменных расстояний между точками примыкания D и E к ней.

5. ЗКЦ оценивается точность аппроксимации полученных ЗКЦ и одновременно определяется значение показателя передачи движения и сил τ [2], определяемого как нормализованное выражение якобиана.

6. Если значения τ не близки к нулю и не меняют знака для всего цикла заданного движения ИКЦ, то полученная кинематическая схема МВК работает в одной сборке и с некоторым приближением воспроизводит заданные движения.

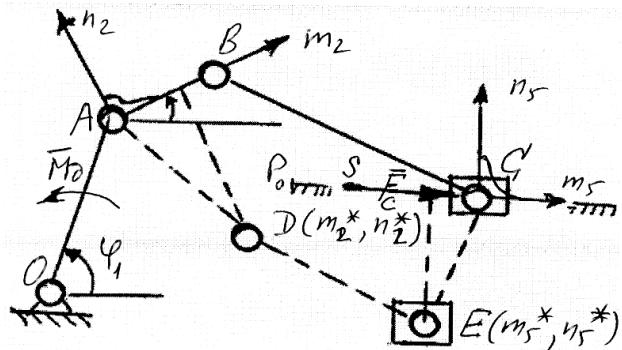


Рис. 2

Эффективность алгоритма и разработанной на его базе компьютерной программы подтверждена многочисленными конкретными схемами механизмов III и IV класса, на которые получены авторские свидетельства на изобретения [5,7-11]. Учет показателя передачи движения и сил τ на стадии компьютерной реализации алгоритма кинематического синтеза не гарантирует получения работоспособного МВК после его конструкторской реализации, однако он создает необходимые предпосылки для этого. При неблагоприятных значениях τ невозможно компенсировать недостатки кинематической схемы за счет конструкторских решений и создать работоспособный МВК.

Список литературы

1. Акрамов Б.Н. Критерии передачи движения для шестизвенного шарнирного механизма третьего класса / Б.Н. Акрамов, Э.Е. Пейсах // Изв. вузов. Машиностроение, - 1987. - № 2.
2. Темирбеков Е.С. Показатели передачи движения и сил механизмов высоких классов // Вестник ВКГТУ-2007.-№ 1.-Усть-Каменогорск, 2007.-С.68-76.
3. Молдабеков М. Аналитические методы анализа и синтеза, автоматизированное проектирование механизмов и манипуляционных устройств высоких классов: дис. ... д-ра техн. наук. - Алма-Ата, 1989.
4. Байгунчеков Ж.Ж. Численные методы анализа и синтеза механизмов высоких классов и их применение в проектировании новых погрузочно-разгрузочных и манипуляционных устройств: дис. ... д-ра техн. наук. - Алма-Ата, 1985.
5. Темирбеков Е.С. Анализ и синтез механизмов III класса с изменяемым замкнутым контуром. Дис. канд. техн. наук. - Алма-Ата, 1986.
6. Саркисян Ю.Л. Апроксимационный синтез механизмов. - М.: Наука, 1982. - 304с.
7. Темирбеков Е.С. Кинематическое и силовое исследование механизмов высоких классов с учетом упругости звеньев: дис. ... д-ра техн. наук. - Алматы, 1996.
8. А.с. № 1818796 Госкомизобретений СССР. Грейферный механизм / М.М. Молдабеков, С.У. Джолдасбеков, Е.С. Темирбеков, О.Ж. Умбетов.
9. Пат. № 2000/1174.1-6985 от 12.12.2001 Казахстан. Прямолинейно-направляющий механизм / С.У. Джолдасбеков, Е.С. Темирбеков, З.К. Саденова.
10. Пат № 127. На полезную модель. 06.12.2002. Механизированные подмости / С.У. Джолдасбеков, Е.С. Темирбеков, З.К. Саденова.
11. Джолдасбеков С.У. Мобильные подмости. Положительное решение на предпатент на промышленный образец №2003010.3 от 10.02.2003 / Е.С. Темирбеков, З.К. Саденова.

Получено 10.04.07

УДК 624. 046.5.

К.Р. Тулебаев

ТОО «ПИ Алматыгипрогор-1», г. Алматы

**ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА НАДЕЖНОСТИ СТРУКТУРНОГО
ЗАЩИТНОГО СООРУЖЕНИЯ**

В последние 40 лет широкое распространение получили селеуловители сквозного типа различных конструктивных форм, среди них – железобетонные стержневые системы пространственного типа. Такая система состоит из равносторонних треугольников (каждая сторона которых представляет собой отдельную железобетонную балку), расположенных в трех разных параллельных плоскостях [1]. Железобетонные балки с отверстиями на концах располагают так, чтобы отверстия всех смежных элементов совпадали и в образуемые шахты вставляют арматурный каркас с последующим омоноличиванием бетоном.

По аналогичной схеме разработаны селеуловители из стержневых элементов: триада, двухпролетные и треугольные элементы, горизонтальными или наклонными расположениями. Все варианты селезащитного сооружения защищены авторскими свидетельствами СССР (а.с. 1130658, 1182113, 1423677, 1511323, 1377327, 1331942, 1652423).

На рис. 1 приведены некоторые виды структурных защитных сооружений

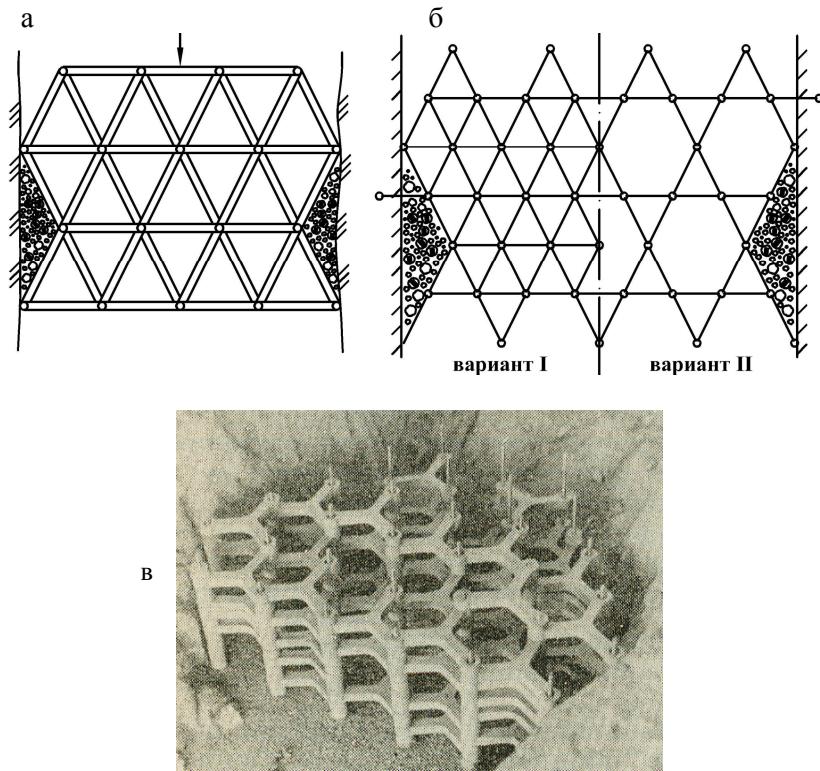


Рисунок 1 – Сквозные стержневые селеуловители: а, б – из однопролетных и двухпролетных балок, в – из равносторонних триад

Многие из этих сооружений внедрены в Казахстане, России, Грузии, Армении и рабо-

тают эффективно. Разработаны расчетные схемы, методы прочностных расчетов и проведено множество экспериментов.

В данной статье рассматриваются теоретические вопросы надежности. Системами с ветвящейся структурой называют системы, состоящие из однотипных элементов соединенных в узлах шарнирно, образуя в плане сотовую структуру, а по высоте многоярусную раму (рис. 2.).

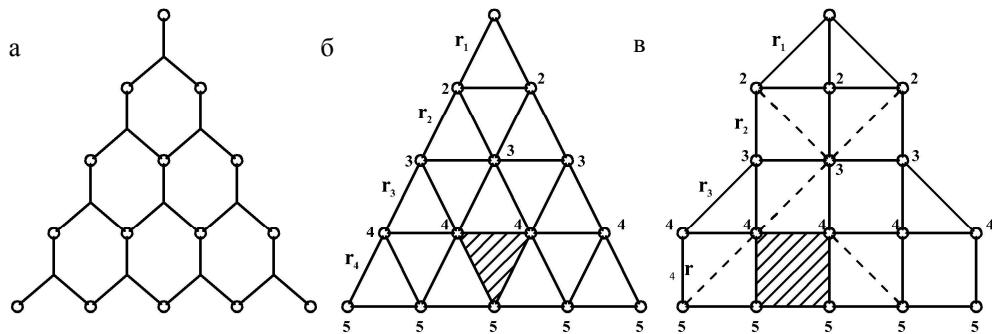


Рисунок 2 – Сотовые структуры защитного сооружения: а – триада; в – прямолинейные элементы с треугольными и квадратными ячейками

Особенность функционирования такой системы состоит в том, что звенья ветвящейся системы имеют определенное функциональное подчинение. Поэтому выделяются группы звеньев первого, второго, m -го уровней (рангов), назначаемых в порядке подчиненности. Периферийные звенья являются звеньями младшего ранга. При наличии нескольких рангов отказ звена промежуточного ранга может сделать невозможной нормальную работу подчиненных звеньев. Число звеньев одного ранга увеличивается по мере перехода от центральной части системы к периферии. Именно за это свойство эту систему можно назвать ветвящейся. Система может иметь структуру типа «дерево» (рис. 2, а), где каждый узел имеет связь с узлами соседних рангов. В общем случае возможны связи между узлами различных рангов (меридианные связи) и с узлами одного ранга (широтные связи). В системе с меридианными связями вводится понятие «ветви». Ветвь – это фрагмент структуры, содержащий центральный узел, один периферийный узел и все линии связи и промежуточные узлы, которые могут принять участие во взаимодействии центрального и периферийного узлов. Ветвь называют простой, если в нее входит не более одного узла каждого ранга. Простые ветви могут быть односвязными, многосвязными, полносвязными. Если все ветви простые, то это система с однозначным подчинением (рис. 2, б). Если все ветви одинаковы, то структура является изотропной. В системах с неоднозначным подчинением есть ветви, содержащие по нескольку узлов одного ранга (рис. 2, в). Число $K(t)$ работоспособных ветвей в момент времени t в ветвящейся структуре является случайной величиной, изменяющейся в пределах от 0 до N и имеющей распределение [2]:

$$P_k(t) = P(K(t) = k); \quad (1)$$

$$k = 0, 1, 2, \dots N.$$

Если качество функционирования системы при наличии k работоспособных ветвей задается числом E_k , то можно рассчитать показатель технической эффективности

$$\bar{E}(t) = \sum_{k=0}^N E_k P_k(t)^{k=0} \quad (2)$$

В некоторых случаях зависимость E_k от числа работоспособных ветвей можно представить в виде полинома

$$E_k = \sum_{i=0}^m a_i k^i.$$

Тогда

$$\bar{E}_k = \sum_{i=0}^m a_i \alpha_i, \text{ и } \alpha_i = MK^i, \quad (3)$$

где MK^i – i -й начальный момент случайной величины K . При $a_1=1$, $a_i=0$, для $i \neq 0$ из (3) получается

$$\bar{E}(t) = \sum_{k=1}^N k P_k = \bar{K}, \quad (4)$$

т.е. техническая эффективность определяется средним числом работоспособных ветвей. Из (4) можно найти коэффициент сохранения эффективности

$$K_\vartheta = \bar{E} / \bar{E}_N = K/N.$$

В изотропной системе

$$K = M \left(\sum_{i=1}^N \xi_i(t) \right) = \sum_{i=1}^N M \xi_i(t) = NM \xi_i(t) = NP(f=1), \quad (5)$$

где ξ_i – индикатор работоспособности i -й ветви; M – знак математического ожидания; $P(f=1)$ – вероятность работоспособного состояния одной ветви.

Основная задача состоит в том, чтобы найти распределение числа работоспособных ветвей $\{P_k(t)\}$, с помощью которого можно найти и другие характеристики. Распределение $\{P_k(t)\}$ получается как множество коэффициентов в производящем полиноме $\Phi(z) \sum_{k=0}^N P_k(t) z^k$, определяемом в такой последовательности:

1. Запись логической функции работоспособности ветви (или ветвей).
2. Составление смешанной формы функции вероятностей (СФФВ) для одной ветви по правилам, изложенным в работе [3].
3. Составление производящего полинома для одной ветви типа

$$\Phi(z, X) = 1 + P(X)(z - 1). \quad (6)$$

4. Многошаговая процедура возведения полинома $\Phi(z, X)$ в степень, равную коэффициенту расставления на ярусе, или перемножения полиномов с последующим замещением части логических переменных, относящихся к одному рангу (ярусу).

При выполнении п. 4 используют три теоремы разложения [4].

Теорема 1. Пусть задана функция

$$\Phi(z, x_1, \dots, x_n) = \sum_{(i=0)} P_i(x_i, x^2, \dots, x_n) z^i \quad (7)$$

с коэффициентами, записанными в смешанной форме и зависящими от логических переменных x_i, x^2, \dots, x_n .

Тогда

$$\Phi(z, x_{s+1}, \dots, x_n) = \sum_{(1, \dots, s)}^{(\alpha, \dots, \alpha)} P(x_i = \alpha_i, i = 1, s) \Phi(z, \alpha_1, \dots, \alpha_s x_s, \dots, x_n). \quad (8)$$

Теорема 2. Пусть

$$\begin{aligned} \varphi(z, x_{s+1}, \dots, x_n) &= \sum_{(i=0)} P(x_i, \dots, x_n) z^i; \\ \varphi = (z, \alpha_1, \dots, \alpha_{s+1}, \dots, x_n) &= \sum_{(i=0)}^m P_i(\alpha_i, \dots, \alpha_s x_{s+1}, \dots, x_n) z^i; \\ \varphi = (z, x_1, \dots, x_n) \quad \varphi^r = (z_1, x_1, \dots, x_n) &= \sum_{(i=0)}^{mr} P(x_i, \dots, x_n) z^i. \end{aligned} \quad (9)$$

Тогда

$$\Phi(z, \alpha_1, \dots, \alpha_s x_{s+1}, \dots, x_n) = (\varphi(z, \alpha_1, \dots, \alpha_s x_{s+1}, \dots, x_n)). \quad (10)$$

Теорема 3. Пусть

$$\begin{aligned} \Phi(z, x_1, \dots, x_n) &= \sum_{(j)} \Phi_j(z, x_1, \dots, x_n); \\ \Phi_j(z, x_{s+1}, \dots, x_n) &= \sum_{(1, \dots, s)}^{(\alpha, \dots, \alpha)} P(x_i = \alpha_i, i = 1, s) \Phi \cdot (z, \alpha_1, \dots, \alpha_s x_{s+1}, \dots, x_n); \\ \Phi_j(z, x_{s+1}, \dots, x_n) &= \sum_{(1, \dots, s)}^{(\alpha, \dots, \alpha)} P(x_i = \alpha_i, i = 1, s) \Phi \cdot (z, \alpha_1, \dots, \alpha_s x_{s+1}, \dots, x_n). \end{aligned}$$

Тогда

$$\Phi = (z, x_{s+1}, \dots, x_n) = \sum_{(j)} \Phi_j(z, x_s, \dots, x_n). \quad (11)$$

Эта теорема устанавливает способ перехода от производящего полинома, записанного в смешанной форме, к полиному, не содержащему логических переменных, если исходный полином является суммой нескольких слагаемых полиномов. Согласно теореме допускается раздельное замещение переменных в каждом из слагаемых полиномов.

Например, допустим, что структурная система состоит из одного центрального узла, r_1 узлов второго ранга (первого яруса), каждому из которых подчинено r_2 узлов третьего ранга (второго яруса). Всего в системе $n - 1$ ярус и узлы до n -го ранга включительно, причем каждому узлу $I + 1$ -го ранга. Каждая ветвь представляет собой многосвязную двухполюсную ориентированную систему. Это значит, что передаче снизу вверх путь может содержать последовательность узлов только с убывающими номерами. Все элементы сети функционируют независимо, т.е. отказы – независимые события, а восстановления – автономные. Это позволяет в невосстанавливаемой системе определять вероятность безотказной работы ветви или группы ветвей по схеме независимых событий, а в восстанавливающей системе определять коэффициент готовности.

Список литературы

1. Байнатов Ж.Б. Искусственные защитные сооружения на горных автомобильных дорогах // Итоги науки и техники. Сер. «Автомобильные дороги». – Т. 10. – М.: ВИНТИ, 1992. – 134 с.
2. Нечипоренко В.И. Структурный анализ систем. – М.: Советское радио, 1997. – 214 с.
3. Рябинин И.А. Логико-вероятностные методы исследования надежности структурно-сложных систем / И.А. Рябинин, Г.И. Черкесов. – М.: Радио и связь, 1981. – 264 с.
4. Надежность и эффективность в технике. Т. 5: Проектный анализ надежности: Справоч-

ник. - М.: Машиностроение, 1988. - 316 с.

Получено 15.05.07
