Ордена Трудового
Красного Знамени
ИНСТИТУТ
ГОРНОГО
ДЕЛА
имени
А.А.Скочинского

МЕТОДИКА РАСЧЕТА НАГРУЗОК НА ЭЛЕМЕНТЫ РЕШТАЧНОГО СТАВА, ФОРМИРУЮЩИХСЯ В ОПОРАХ ВЫЕМОЧНОГО КОМБАЙНА

МОСКВА
1976

gost.e-ecolog.ru

Министерство угольной промышленности СССР
Академия наук СССР
Ордена Трудового Красного Знамени
Институт горного дела им. А. А. Скочинского

Лаборатория
комбайновой выемки
и доставки угля

Утверждена
директором института
проф., докт. техн. наук
А. В. Докукиным
9 сентября 1975 г.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА НАГРУЗОК НА ЭЛЕМЕНТЫ РЕШТАЧНОГО СТАВА, ФОРМИРУЮЩИХСЯ В ОПОРАХ ВЫЕМОЧНОГО КОМБАЙНА



Москва
1976

УДК 622.647.5

Изложена методика расчета нагрузок в опорах выемочных комбайнов и нагрузок, действующих на элементы рештачного става.

Даны примеры расчета нагрузок, формирующихся в опорах выемочного комбайна ПШ-68 и действующих на элементы рештачного става конвейера СПМ87ДН.

Методика разработана инж. В.И.Маковеевым, канд.техн.наук Б.А.Эйдерманом (расчет нагрузок на элементы рештачного става), канд.техн.наук З.Я.Хургиным и инж. Б.Э.Сартказиевым (расчет нагрузок в опорах комбайнов).

В работе принимали участие: канд.техн.наук А.М.Геллер, канд. техн.наук А.В.Берман, инж. Г.М.Левинц (ИГД им.А.А.Скочинского), инженеры Е.А.Гутман, А.З.Ульяновский (завод "Свет шахтера"). Научный руководитель - проф., докт.техн.наук А.Г.Фролов.

Методика предназначена для работников угольного машиностроения, занимающихся модернизацией существующих и созданием новых типов забойных передвижных конвейеров и выемочных комбайнов.

© Институт горного дела им. А. А. Скочинского (ИГД им. А. А. Скочинского), 1976

В В Е Д Е Н И Е

XXУ съезд Коммунистической партии Советского Союза в "Основных направлениях развития народного хозяйства СССР на 1976-1980 годы" ("Правда", 1976, 7 марта) поставил перед угольной промышленностью задачу довести добычу угля в десятой пятилетке до 790-810 млн.т.

Решение этой задачи невозможно без комплексной механизации всех процессов добычи угля и повышения производительности забойного оборудования.

Повышение производительности очистного оборудования и нагрузки на забой связано с увеличением энерговооруженности и веса угольных комбайнов, а также влиянием некоторых других факторов, способствующих резкому повышению нагрузок на элементы рештачного става, формируемых в опорах комбайнов.

Для определения нагрузок в опорах выемочных машин существуют различные методики и РТМ, которые учитывают лишь статические нагрузки; их расчет обычно связан с применением ЭЦВМ.

Данная методика является наиболее удобной и простой для инженерных расчетов нагрузок в опорах выемочных комбайнов.

Анализ показал, что до настоящего времени не было единой методики расчета элементов рештачного става, а существующие методы и способы не учитывают:

динамических нагрузок, действующих от опор комбайна, фактических площадей контакта лыж (опор) с верхними полками рештаков (направляющими), величин сближения сопряженных поверхностей и удельного давления в зоне контакта;

влияния опорных нагрузок на форму и расположение направляющих на рештачном ставе.

Настоящая методика распространяется на расчеты нагрузок, формируемых в опорах комбайна и действующих на линейные секции рештачного става забойного конвейера.

I. РАСЧЕТ НАГРУЗОК В ОПОРАХ ВЫЕМОЧНЫХ МАШИН

Методика расчета нагрузок в опорах применима для следующих типов комбайнов: 2К-101, 2К-52, ГШ-68, КШ-1КГ, КШ-3М.

Для расчета нагрузок в опорах выемочных машин нужно располагать всеми динамическими параметрами их (геометрическими размерами относительно центра тяжести, диссипативными и жесткостными коэффициентами опор, массой) и параметрами внешних нагрузок.

I.I. Расчет внешних нагрузок комбайна

При математическом описании внешней нагрузки следует учитывать две составляющие: случайную $x_{сл}$ и детерминированную $x_д$.

Среднеквадратичное отклонение высокочастотной случайной составляющей нагрузки определяется по выражению

$$\sigma_{вх} = \nu_{2u} m_x , \qquad (I.I)$$

где ν_{2u} – коэффициент вариации высокочастотной случайной составляющей нагрузки, определяемый по методике [I];

m_x – математическое ожидание нагрузки.

Величина математического ожидания нагрузки m_x вычисляется по методике [2].

Коэффициент затухания α_j экспоненциальной корреляционной функции указанной высокочастотной составляющей в соответствии с работой [3] рассчитывается следующим образом:

$$\alpha_j = 677 - 2{,}23\, m_{z_0} + 0{,}00333\, m_{z_0}^2 - 0{,}0000017\, m_{z_0}^3, \qquad (I.2)$$

где $m_{z_0} = \dfrac{m_x}{n_{p_c}}$;

n_{p_c} – среднее число одновременно работающих резцов.

Для оценки детерминированной составляющей нагрузки следует ориентироваться на методику [2].

Величина второго слагаемого детерминированной составляющей, обусловленной неравномерностью движения комбайна, определяется коэффициентом вариации ν_{4u}, а частота колебаний в направлении подачи может быть вычислена по формуле [I]

$$\omega_n = \sqrt{\frac{C_u}{m}} ,$$

где C_u – жесткость тяговой цепи, кгс/м;

m – масса комбайна, кг.

Таким образом, внешние нагрузки комбайна на основании методики [I] можно представить в виде

$$R_\theta = \sum_{j=1}^{\ell} R_j + \sum_{j=1}^{n} m_{x_j} + \sum_{j=1}^{n} R_{g_j} \cos \omega_j t + \sum_{j=1}^{n} R_{c_j} , \qquad (I.3)$$

где n – количество одновременно работающих шнеков;

R_{c_j} – случайные составляющие нагрузок на шнеках;

R_{g_j}, ω_j – амплитуда и частота периодических (детерминированных) составляющих нагрузок на шнеках;

m_{x_j} – математические ожидания нагрузок на шнеках;

R_j – силы, действующие вне шнека (от лемеха, тяговой цепи комбайна и т.д. – см. РТМ Донгипроуглемаша).

Выражения, входящие в состав формулы (I.3), могут быть определены согласно методикам [I] и [2].

I.2. Расчет параметров комбайна

Определяются ориентировочные значения нагрузок в опорах от веса комбайна p_1, p_2, p_3, p_4, приходящиеся на единицу площади рештака:

$$p_1 = s b d \; ; \qquad p_2 = s b e \; ;$$
$$p_3 = s a e \; ; \qquad p_4 = s a d . \tag{I.4}$$

Величина s определяется по формуле [4]

$$s = \frac{9{,}81\, m}{\ell_p \, b_p \, (a+b)(e+d)} \; , \tag{I.5}$$

где ℓ_p, b_p – длина и ширина рештака;

a, b – расстояния от центра тяжести комбайна до передней и задней сторон комбайна по оси x (рис. I);

d, e – расстояния от центра тяжести до забойной и заваль-ной сторон комбайна;

s – удельное давление на рештак.

Коэффициенты жесткости в опорах определяются в соответствии с работой [4]:

$$k_1 = k\sqrt{\frac{p_1}{p_o}} \; ; \quad k_2 = k\sqrt{\frac{p_2}{p_o}} \; ;$$
$$k_3 = k\sqrt{\frac{p_3}{p_o}} \; ; \quad k_4 = k\sqrt{\frac{p_4}{p_o}} \; ; \tag{I.6}$$
$$k = k_y \left[1 + \frac{2(\ell_p + b_p)}{\Delta \ell_p \, b_p} \right] \ell_p b_p \; ,$$

где k – коэффициент пропорциональности;

k_y, Δ – постоянные упругости основания (штыба), не зависящие от размеров рештака;

p_o – удельное (статическое) давление, определенное опытным штампом для установления коэффициентов k_y, Δ.

В практических расчетах рекомендуется принимать Δ = I $м^{-I}$; p_o = 0,2 $кгс/см^2$; k_y = $(3{,}5 \div 5) \cdot 10^4$ $кгс/м^3$.

При отсутствии штыбовой подушки в лавах k_y = $(I{,}8 \div 2) 10^6$ $кгс/м^3$.

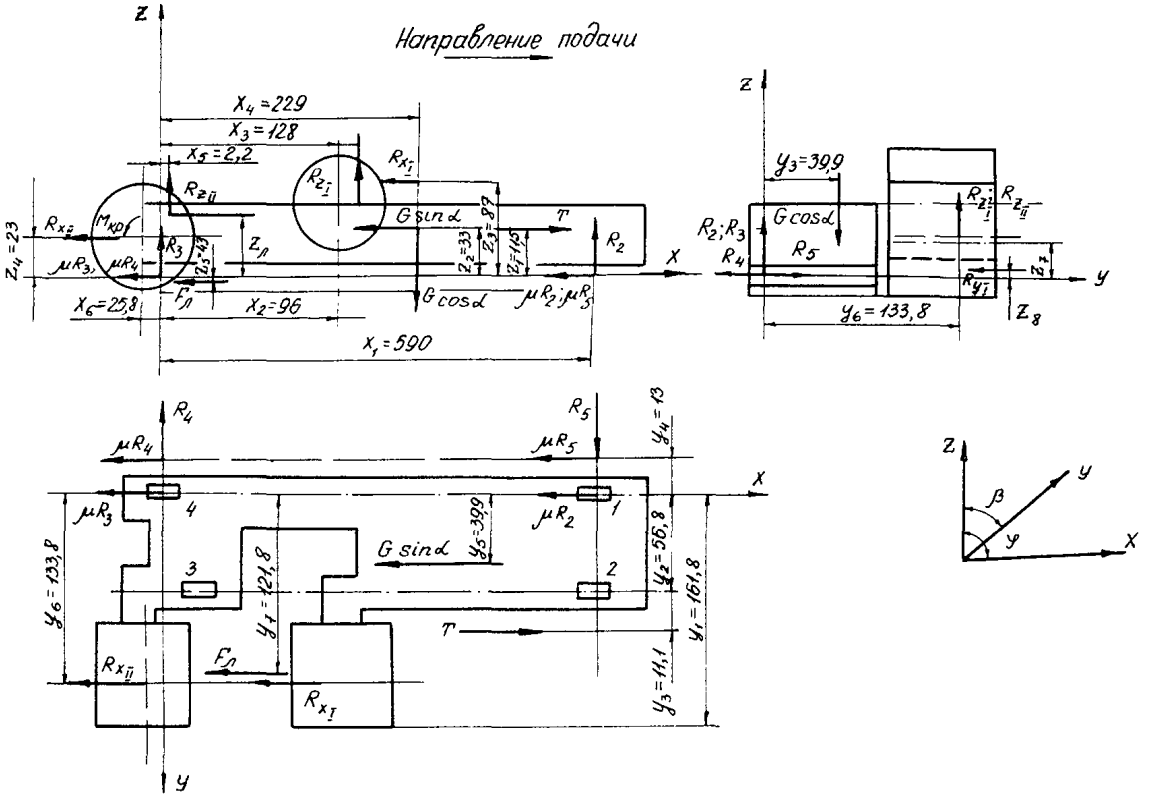

Рис. I. Схема сил, действующих на комбайн 2К-I0I, и его геометрические размеры

Коэффициенты диссипативных потерь в опорах вычисляются по формулам [4]

$$h_1 = \psi_1\sqrt{m\kappa_1}\ ;\quad h_2 = \psi_2\sqrt{m\kappa_2}\ ;$$
$$h_3 = \psi_3\sqrt{m\kappa_3}\ ;\quad h_4 = \psi_4\sqrt{m\kappa_4}\ , \qquad (I.7)$$

где $\psi_1, \psi_2, \psi_3, \psi_4$ – коэффициенты поглощения энергии в опорах комбайна. При отсутствии в опорах дополнительных устройств (гидравлических, резиновых и др.) $\psi_1 = \psi_2 = \psi_3 = \psi_4 = 0{,}6 \div 0{,}7$ [4].

При наличии в опорах дополнительных устройств эти коэффициенты рассчитываются по формуле

$$\psi_i = (0{,}6 \div 0{,}7) + \Delta\psi_i,\quad i = 1, 2, 3, 4,$$

где $\Delta\psi_i$ – коэффициенты поглощения энергии дополнительными устройствами.

I.3. Расчет нагрузок в опорах комбайна

Для определения нагрузок в опорах следует произвести расчет коэффициентов при свободных членах дифференциальных уравнений колебаний корпуса комбайна:

$$g_1 = \kappa_1 + \kappa_2 + \kappa_3 + \kappa_4\ ;$$
$$g_2 = d_1(\kappa_2 + \kappa_3) - e_1(\kappa_1 + \kappa_4)\ ;$$
$$g_3 = -a_1\kappa_1 - a_2\kappa_2 + a_3\kappa_3 + a_4\kappa_4\ ;$$
$$g_4 = e_1(a_1\kappa_1 - a_4\kappa_4) + d_1(a_3\kappa_3 - a_2\kappa_2)\ ; \qquad (I.8)$$
$$g_5 = a_1^2\kappa_1 + a_2^2\kappa_2 + a_3^2\kappa_3 + a_4^2\kappa_4\ ;$$
$$g_6 = d_1^2(\kappa_2 + \kappa_3) + e_1^2(\kappa_1 + \kappa_4)\ ,$$

где $e_1, d_1, a_1, a_2, a_3, a_4$ – расстояния от центра тяжести комбайна до опор соответственно по осям y и x.

Затем вычисляем промежуточные коэффициенты от b_1 до b_9, а также свободный член A_8 характеристического уравнения колебания корпуса комбайна:

$$b_1 = g_4^2 - g_5 g_6; \qquad b_2 = g_3 g_6 - g_4 g_2;$$

$$b_3 = g_5 g_2 - g_3 g_4; \qquad b_4 = g_1 g_4 - g_2 g_3; \qquad (I.9)$$

$$b_5 = g_2^2 - g_1 g_6; \qquad b_6 = g_3^2 - g_1 g_5;$$

$$b_7 = b_4; \quad b_8 = b_3; \qquad b_9 = b_2; \quad \Delta_0 = g_1 b_1 + g_2 b_3 + g_3 b_2 .$$

При вычислении нагрузок в опорах комбайнов следует учитывать вертикальные колебания корпуса z, угол рыскания φ, угол крена β.

С учетом только статических сил указанные величины определяются выражениями

$$z_{ст} = (\gamma_z b_1 + \gamma_\varphi b_8 + \gamma_\beta b_9) / \Delta_0;$$

$$\varphi_{ст} = (\gamma_z b_2 + \gamma_\varphi b_4 + \gamma_\beta b_5) / \Delta_0; \qquad (I.10)$$

$$\beta_{ст} = (\gamma_z b_3 + \gamma_\varphi b_6 + \gamma_\beta b_7) / \Delta_0;$$

$$\gamma_z = -G + \sum_{i=1}^{n} F_{c_{z_i}}; \quad \gamma_\varphi = \sum_{i=1}^{n} M_{c_{\varphi_i}}; \quad \gamma_\beta = \sum_{i=1}^{n} M_{c_{\beta i}},$$

где γ_z – сумма проекций всех статических сил на ось Z;
γ_φ – сумма статических моментов относительно оси y;
γ_β – сумма статических моментов относительно оси x;
G – вес комбайна.

Величины $\gamma_z, \gamma_\varphi, \gamma_\beta$ для схемы сил, приведенной на рис. I (на примере комбайна 2К-I0I), рассчитываются следующим образом (за положительный принят момент, действующий против часовой стрелки):

$$\gamma_z = \bar{R}_{z_I} + \bar{R}_{z_{II}} - G\cos\alpha;$$

$$\gamma_\varphi = -\ell_{\varphi_{z_I}} \bar{R}_{z_I} - \ell_{\varphi_{z_{II}}} \bar{R}_{z_{II}} + \ell_{\varphi_{x_I}} \bar{R}_{x_I} + \ell_{\varphi_{x_{II}}} \bar{R}_{x_{II}} - \ell_{\varphi_n} F_n + \ell_{\varphi_T} T - \ell_{\varphi_{T_0}} T_0;$$

$$\gamma_\beta = \ell_{\beta_{z_I}} \bar{R}_{z_I} + \ell_{\beta_{z_{II}}} \bar{R}_{z_{II}} - \ell_{\beta_{y_I}} \bar{R}_{y_I} - \ell_{\beta_{y_{II}}} \bar{R}_{y_{II}}, \qquad (I.11)$$

где $\ell_{y_{z_I}} = x_4 - x_3$; $\ell_{y_{z_{II}}} = x_4 - x_5$;

$\ell_{y_{x_I}} = z_3 - z_4$; $\ell_{y_{x_{II}}} = z_2 - z_4$;

$\ell_{\beta_{z_I}} = \ell_{\beta_{z_{II}}} = y_6 - y_5$; $\ell_{y_{T_0}} = z_1 - z_2$;

$\ell_{\beta_{y_I}} = z_2 - z_6$; $\ell_{\beta_{y_{II}}} = z_2 - z_7$ – плечи приложения равнодействующих нагрузок на шнеках;

$\ell_{y_л} = z_2 + z_5$; $\ell_{y_T} = z_1 - z_2$ – плечи приложения сил $F_л$, T и T_0;

$\bar{R}_{z_I}$; $\bar{R}_{z_{II}}$; $\bar{R}_{x_I}$; $\bar{R}_{x_{II}}$; $\bar{R}_{y_I}$; $\bar{R}_{y_{II}}$ – математические ожидания нагрузок;

z_1 ; z_2 ; z_3 ; z_4 ; z_5 ; z_6 ; z_7; x_1 ; x_2 ; x_3 ; x_4 ; x_5 ; y_5 ; y_6 – координаты приложения нагрузок;

$F_л$, T, T_0 – силы, действующие соответственно со стороны лемеха и тяговой цепи комбайна (рабочей и холостой).

Значения математических ожиданий нагрузок и их амплитуд, а также плечи приложений рассчитываются по методике, приведенной в работе [2].

Величины z, y, β от действия детерминированных составляющих внешних нагрузок можно определить по формулам

$$z_n = \frac{K_{z_n}}{A_0}\left(\gamma_{z_n} b_1 + \gamma_{y_n} b_8 + \gamma_{\beta_n} b_9\right);$$

$$y_n = \frac{K_{y_n}}{A_0}\left(\gamma_{z_n} b_2 + \gamma_{y_n} b_4 + y_{\beta_n} b_5\right); \qquad \text{(I.I2)}$$

$$\beta_n = \frac{K_{\beta_n}}{A_0}\left(\gamma_{z_n} b_3 + \gamma_{y_n} b_6 + \gamma_{\beta_n} b_7\right),$$

где γ_{z_n}, γ_{y_n}, γ_{β_n} – соответственно сумма проекций периодических сил на ось z и моментов этих сил относительно осей y, x (для расчетов берем амплитуды указанных сил).

Для той же схемы (рис. I).

$$\gamma_{z_n} = R_{g_{z_I}} + R_{g_{z_{II}}};$$

$$\gamma_{y_n} = -\ell_{y_{z_I}} R_{g_{z_I}} - \ell_{y_{z_{II}}} R_{g_{z_{II}}} - \ell_{y_{x_I}} R_{g_{x_I}} - \ell_{y_{x_{II}}} R_{g_{x_{II}}};$$

$$\gamma_{\beta_n} = \ell_{\beta_{z_I}} R_{g_{z_I}} + \ell_{\beta_{z_{II}}} R_{g_{z_{II}}} - \ell_{\beta_{y_I}} R_{g_{y_I}} - \ell_{\beta_{y_{II}}} R_{g_{y_{II}}}, \qquad \text{(I.I3)}$$

где $R_{g_{z_I}}$, $R_{g_{z_{II}}}$, $R_{g_{x_I}}$, $R_{g_{x_{II}}}$, $R_{g_{y_I}}$, $R_{g_{y_{II}}}$ – амплитуды сил на шнеках.

Коэффициенты K_{z_n}, K_{y_n}, K_{β_n} для комбайнов весом $G = 7 \div 12$ т при частоте входной нагрузки $\omega = \frac{\pi n}{30} m = (10 \div 18)\ c^{-1}$ (m – число заходов исполнительного органа; n – количество оборотов исполнительного органа, об/мин) берутся из табл. I, а для комбайнов весом 12-20 т – из табл. 2.

Среднеквадратичное отклонение величин z, y, β под действием случайных составляющих внешних нагрузок определяется из выражений

$$\begin{aligned}
\sigma_z &= \frac{K_{z_C}}{A_0}\left(\gamma_{z_C} B_1 + \gamma_{y_C} B_8 + \gamma_{\beta_C} B_9\right);\\
\sigma_y &= \frac{K_{y_C}}{A_0}\left(\gamma_{z_C} B_2 + \gamma_{y_C} B_4 + \gamma_{\beta_C} B_5\right);\\
\sigma_\beta &= \frac{K_{\beta_C}}{A_0}\left(\gamma_{z_C} B_3 + \gamma_{y_C} B_6 + \gamma_{\beta_C} B_7\right);
\end{aligned} \qquad (I.14)$$

где $\gamma_{z_C} = \sum_{i=1}^{n} \sqrt{\alpha_{3i} D_{f_i}}$; $\gamma_{y_C} = \sum_{i=1}^{n} \sqrt{\alpha_{3i} D_{M_{y_i}}}$; $\gamma_{\beta_C} = \sum_{i=1}^{n} \sqrt{\alpha_{3i} D_{M_{\beta i}}}$.

Для той же схемы (рис. I) величины γ_{z_C}, γ_{y_C}, γ_{β_C} будут следующими:

$$\begin{aligned}
\gamma_{z_C} &= \sqrt{\alpha_{R_{z_I}} D_{R_{z_I}}} + \sqrt{\alpha_{R_{z_{II}}} D_{R_{z_{II}}}};\\
\gamma_{y_C} &= -\sqrt{\alpha_{R_{z_I}} D_{R_{z_I}}}\, \ell_{y_{z_I}} - \ell_{y_{z_{II}}} \sqrt{\alpha_{R_{z_{II}}} D_{R_{z_{II}}}} +\\
&+ \ell_{y_{x_I}} \sqrt{\alpha_{R_{x_I}} D_{R_{x_I}}} + \ell_{y_{x_{II}}} \sqrt{\alpha_{R_{x_I}} D_{R_{x_{II}}}};\\
\gamma_{\beta_C} &= \ell_{\beta_{z_I}} \sqrt{\alpha_{R_{z_I}} D_{R_{z_I}}} + \ell_{\beta_{z_{II}}} \sqrt{\alpha_{R_{z_{II}}} D_{R_{z_{II}}}} -\\
&- \ell_{\beta_{y_I}} \sqrt{\alpha_{R_{y_I}} D_{R_{y_I}}} - \ell_{\beta_{y_{II}}} \sqrt{\alpha_{R_{y_{II}}} D_{R_{y_{II}}}},
\end{aligned} \qquad (I.15)$$

где $\alpha_{R_{z_I}}$, $\alpha_{R_{z_{II}}}$, $\alpha_{R_{x_I}}$, $\alpha_{R_{x_{II}}}$, $\alpha_{R_{y_I}}$, $\alpha_{R_{y_{II}}}$ – коэффициенты затухания случайных составляющих сил;

$D_{R_{y_I}}$, $D_{R_{y_{II}}}$, $D_{R_{z_I}}$, $D_{R_{z_{II}}}$, $D_{R_{x_I}}$, $D_{R_{x_{II}}}$ – дисперсии случайных составляющих сил.

Таблица I

Коэффициенты	Значения коэффициентов усиления по периодической составляющей при частоте входной нагрузки ω (сек$^{-1}$)						
	I0–I2	I2–I3	I3–I4	I4–I5	I5–I6	I6–I7	I7–I8
K_{z_n}	I,I0–I,20	I,20–I,30	I,30–I,40	I,40–I,50	I,50–I,65	I,65–I,80	I,80–2,00
K_{y_n}	I,05–I,I5	I,I5–I,20	I,20–I,30	I,30–I,40	I,40–I,55	I,55–I,70	I,70–I,90
K_{β_n}	I,05–I,I5	I,I5–I.20	I,20–I,27	I,27–I,35	I,35–I,50	I,50–I,65	I,65–I,85

Таблица 2

Коэффициенты	Значения коэффициентов при частоте входной нагрузки ω (сек$^{-1}$)						
	I0–I2	I2–I3	I3–I4	I4–I5	I5–I6	I6–I7	I7–I8
K_{z_n}	I,20–I,35	I,35–I,45	I,45–I,55	I,55–I,70	I,70–I,90	I,90–2,I0	2,I0–2,30
K_{y_n}	I,05–I,I0	I,I0–I,I5	I,I5–I,20	I,20–I,25	I,25–I,30	I,30–I,35	I,35–I,45
K_{β_n}	I,I5–I,25	I,25–I,35	I,35–I,45	I,45–I,55	I,55–I,65	I,65–I,80	I,80–2,I0

Коэффициенты K_{z_c}, K_{y_c}, K_{β_c} для комбайнов весом $G = 7 \div 12$ т определяются из табл. 3, а весом 12-20 т – из табл. 4.

Данные табл. 1, 2, 3, 4 получены путем варьирования параметров $G, \omega, n_i, \kappa_i, a_1, a_2, a_3, a_4, d_1, d, e_1, e, a, b, z_i, y_i, x_i$ и т.д. с использованием $\Pi\Pi_2$ – последовательности [5] и математической модели комбайна. Естественно, в этих таблицах приведены приближенные значения соответствующих коэффициентов. Однако для инженерных расчетов (особенно прижатых опор комбайна) они дают достаточно удовлетворительные результаты.

Результирующие значения Z, φ, β определяются следующим образом:

$$\begin{aligned} Z &= Z_{CT} + 3\sqrt{Z_n^2/2 + \sigma_z^2}\,; \\ \varphi &= \varphi_{CT} + 3\sqrt{\varphi_n^2/2 + \sigma_\varphi^2}\,; \\ \beta &= \beta_{CT} + 3\sqrt{\beta_n^2/2 + \sigma_\beta^2}\,. \end{aligned} \qquad (I.16)$$

Полные нагрузки в опорах вычисляются из соотношений

$$\begin{aligned} F_1 &= z_1 \kappa_1 = \kappa_1 (Z - a_1 \varphi - e_1 \beta)\,; \\ F_2 &= z_2 \kappa_2 = \kappa_2 (Z - a_2 \varphi + d_1 \beta)\,; \\ F_3 &= z_3 \kappa_3 = \kappa_3 (Z + a_3 \varphi + d_1 \beta)\,; \\ F_4 &= z_4 \kappa_4 = \kappa_4 (Z + a_4 \varphi - e_1 \beta)\,. \end{aligned} \qquad (I.17)$$

Примечание. Если $\kappa_1 = \kappa_2 = \kappa_3 = \kappa_4 = \kappa$, то по приведенным выше формулам можно рассчитать статические нагрузки в опорах, которые обычно вычисляются во всех проектных организациях:

$$F_1 = \kappa z_{1CT} = \kappa (z_{CT} - a_1 \varphi_{CT} - e_1 \beta_{CT})\,;$$

$$F_2 = \kappa z_{2CT} = \kappa (z_{CT} - a_2 \varphi_{CT} + d_1 \beta_{CT})\,;$$

$$F_3 = \kappa z_{3CT} = \kappa (z_{CT} + a_3 \varphi_{CT} + d_1 \beta_{CT})\,;$$

$$F_4 = \kappa z_{4CT} = \kappa (z_{CT} + a_4 \varphi_{CT} - e_1 \beta_{CT})\,.$$

Таблица 3

Коэффициенты	Значения коэффициентов усиления по случайной составляющей при диссипативных потерях в опорах комбайнов $h_i = (2 \div 13) \cdot 10^3$										
	2-3	3-4	4-5	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13
K_{z_c}	5,4-5,10	5,10-4,80	4,80-4,50	4,50-4,20	4,20-3,9	3,9-3,20	3,20-3,00	3,00-2,70	2,70-2,40	2,40-2,2	2,20-2,00
K_{φ_c}	4,5-4,25	4,25-4,10	4,10-3,85	3,85-3,60	3,60-3,3	3,3-3,10	2,85-2,55	2,55-2,30	2,30-2,15	2,15-2,0	2,00-1,20
K_{β_c}	3,9-3,60	3,60-3,45	3,45-3,30	3,30-3,15	3,15-3,0	3,0-2,85	2,65-2,40	2,40-2,25	2,25-2,10	2,10-1,9	1,95-1,85

Таблица 4

Коэффициенты	Значения коэффициентов усиления по случайной составляющей при диссипативных потерях в опорах комбайнов $h_i = (10 \div 21) \cdot 10^3$										
	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17	17-18	18-19	19-20	20-21
K_{z_c}	4,5-4,30	4,30-4,10	4,10-3,9	3,9-3,70	3,70-3,50	3,50-3,30	3,30-3,00	3,00-2,70	2,70-2,40	2,4-2,20	2,20-2,0
K_{φ_c}	4,0-3,60	3,60-3,30	3,30-3,1	3,1-2,95	2,95-2,80	2,65-2,50	2,50-2,35	2,35-2,20	2,20-2,00	2,0-1,80	1,80-1,7
K_{β_c}	1,0-0,94	0,94-0,88	0,88-0,8	0,8-7,20	0,72-0,64	0,64-0,56	0,56-0,50	0,50-0,45	0,45-0,40	0,4-0,35	0,35-0,3

2. РАСЧЕТ НАГРУЗОК, ПЕРЕДАВАЕМЫХ ОПОРАМИ КОМБАЙНА НА ВЕРХНИЕ ПОЛКИ РЕШТАКОВ И НАПРАВЛЯЮЩИЕ

2.I. Контактирование лыж комбайнов с верхними полками рештаков

Как указывалось выше, динамические нагрузки в опорах комбайна приводят к износу и деформациям верхних полок рештаков и направляющих.

Работы И.В.Крагельского [6], Н.Б.Демкина [7], Э.В.Рыжова [8] показывают, что основным деформациям элементов сопряжений предшествуют деформации их поверхностных слоев, происходящие на малых площадях контакта; эти площади в десятки, а иногда и в сотни раз меньше номинальных. При этом контактные напряжения поверхностных слоев значительно превышают предел текучести материала.

Лабораторией комбайновой выемки и доставки угля были проведены исследования процесса контактирования лыж различных комбайнов с верхними полками рештаков в стендовых и шахтных условиях с целью определения фактических площадей контакта [9] и характера их распределения по ширине полки.

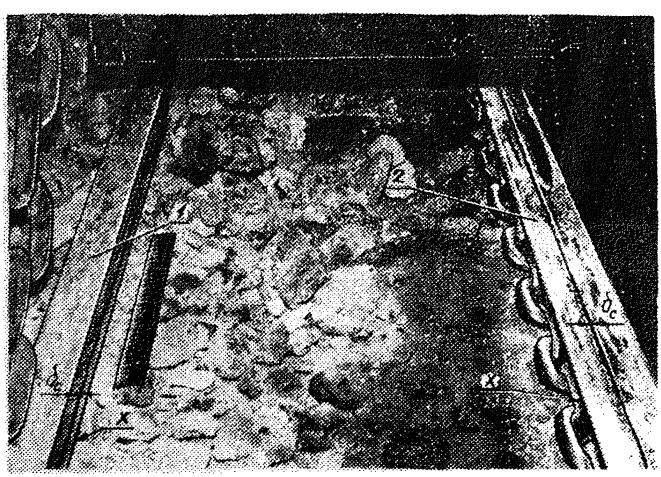

Рис. 2. Следы контакта лыж комбайна типа 2К-52 с верхними полками рештаков конвейера СП63:

I - забойная сторона; 2 - завальная сторона; δ_c - ширина следа контакта; X - начальная координата удаления следа от консольной части полки

Результаты замеров были обработаны на ЭЦВМ "Минск-32" в лаборатории математических методов исследований с ВЦ и показали, что при движении комбайна пятна контакта превращаются в узкие прерывистые полосы (в среднем не более 6 мм шириной) или вытянутые эллипсы, фактическая площадь которых в среднем в 20-25 раз меньше номинальной (рис. 2). Характер расположения следов контакта свидетельствует о том, что в основном нагрузки воспринимают консольные части верхних полок рештаков.

Это связано не только с дискретностью характера контактирования, но и с тем, что, во-первых, консольные части верхних полок боковин имеют значительные отклонения в наружную сторону от горизонтальной плоскости, предусмотренные допусками на изготовление боковин и рештаков, и, во-вторых, как показали исследования процесса контактирования, а также анализ сопряжений различных типов комбайнов с рештаками забойных конвейеров (например, ПШ-68 и СП63М), векторы опорных нагрузок в основном проходят либо через край консольной части полки рештака, либо на незначительном расстоянии от края.

Данные обработки замеров следов контакта лыж комбайна типа 2К-52 с верхними полками рештаков конвейера СП63 приведены в табл. 2.I.

Таблица 2.I.

Параметры	Результаты обработки замеров следов			
	Завальная полка рештака		Забойная полка рештака	
	Расстояние от края консольной части верхней полки до следа контакта, мм	Ширина следа контакта, мм	Расстояние от края консольной части верхней полки до следа контакта, мм	Ширина следов контакта, мм
Математическое ожидание	22	9	35	6
Дисперсия	32I	67	58I	26

2.2. Определение сближений поверхностей и удельных давлений на верхние полки рештаков и направляющие

При расчете удельных давлений на верхние полки и направляющие рассматриваем поверхностные слои как тонкие прокладки между сопрягаемыми элементами, так как деформация поверхностных слоев

намного выше деформации материала на некотором расстоянии от границы контакта.

Экспериментальные исследования жесткости системы рештачный став - почва, проведенные в лаборатории комбайновой выемки и доставки угля [9], показали, что при значительных нагрузках на рештак происходит уплотнение и выдавливание из-под рештака штыбовой подушки. В результате этого рештак будет находиться на достаточно жестком основании, что позволяет производить расчет верхних полок боковин, исходя из деформаций их поверхностных слоев.

Основываясь на гипотезе Винклера о линейной зависимости давления от сближения сопряженных поверхностей, принимаем для данного сопряжения (лыжа - верхняя полка рештака) также линейную зависимость. Принятое допущение значительно упрощает расчет боковин, линейных рештаков и направляющих.

Известно, что характеристикой прочности любых деталей, в том числе верхних полок боковин и направляющих, является жесткость. Контактная жесткость определяет способность поверхностных слоев сопротивляться действию деформируемых сил и оказывает существенное влияние на величину фактической площади контакта в сопряжении лыж комбайна с линейными секциями конвейера, а также при подборе износостойких пар трения.

Коэффициент контактной жесткости, или коэффициент жесткости поверхностного слоя, определяется (в кгс/мм^3) по известной зависимости [6]

$$j = \frac{dq}{dy}, \qquad (2.1)$$

где dq - элементарное удельное давление;

dy - элементарное сближение сопряженных поверхностей.

Величина, обратная коэффициенту контактной жесткости, называется коэффициентом контактной податливости ω.

Согласно выполненным ранее исследованиям [6, 7] в процессе сжатия двух поверхностей различные выступы будут находиться под разным напряжением, причем одна часть выступов может находиться в режиме упругой деформации, другая - в режиме пластической деформации. Поэтому величина удельного давления на отдельных пятнах контакта, суммарная площадь которых очень мала, может достигать значений, соизмеримых с твердостью данного материала.

Рассмотрим случай, когда верхняя полка нагружена внецентренной силой от опоры комбайна, вектор которой проходит либо через

край консольной части полки (зона *А*), что наиболее характерно для сопряжений опор комбайна ПШ-68 с рештаками конвейеров СП63М и СПМ87ДН, либо в зоне *В* повышенной прочности и износостойкости верхней полки (рис. 3) [10].

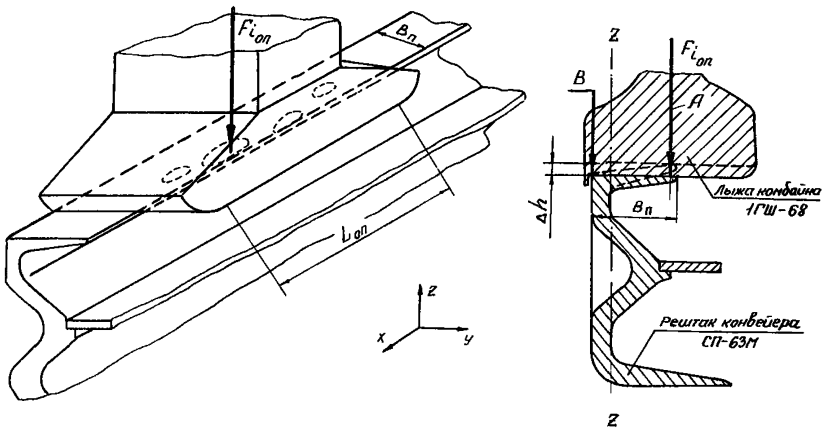

Рис. 3. Схема внецентренного нагружения верхней полки рештака конвейера СП63М опорой комбайна ПШ-68

При этом может происходить частичное или полное раскрытие стыка между лыжей и рештаком (отрыв лыжи от верхней полки), т.е. образование некоторого зазора Δh.

Величина максимального удельного давления в зоне контакта будет равна

$$q_{max} = \frac{Fi_{on}}{S_\varphi}, \qquad (2.2)$$

где Fi_{on} – величина нагрузки в i-й опоре;

S_φ – фактическая площадь в зоне контакта.

Сближение сопряженных поверхностей (лыжи с верхней полкой, опоры-захвата с цилиндрической направляющей или опоры качения с направляющей базой конвейера) определяем исходя из линейной зависимости удельного давления и сближения:

$$y = \omega\, q_{max}, \qquad (2.3)$$

где ω – коэффициент контактной податливости, мк·см^2/кгс.

Расчеты показали, что величина сближения сопряженных поверхностей лыжа – верхняя полка в случае частичного раскрытия стыка значительно больше, чем без раскрытия стыка ввиду не только уменьшения фактической площади контакта, но и увеличения коэффициента контактной податливости.

Выражение (2.2) справедливо не только для контакта опор скольжения с направляющими, но и для контакта цилиндра с плоскостью (в случае рассмотрения опор качения). При этом номинальная площадь контакта представляет собой прямоугольник малой ширины, длина которого равна ширине катка опоры.

При работе комбайна происходят перемещения лыж комбайна не только вдоль полки решетка, но и поперек ее.

С учетом фактической площади контакта величина максимального сближения без раскрытия стыка, т.е. без отрыва лыжи от полки решетка, будет равна

$$y_{max} = \frac{\omega}{S_{ф}} \left(F_{i_{оп}} + \frac{6M_x}{B_п} + \frac{6M_y}{L_{оп}} \right). \qquad (2.4)$$

Наличие колебаний корпуса комбайна приводит к ударам лыжи о полку решетка. Под действием ударных нагрузок вероятность деформации верхних полок решетков, особенно в местах перехода лыж между решетками, увеличивается.

Для ориентировочного определения ударной нагрузки использован метод Е.В.Александрова и В.Б.Соколинского [II]:

$$F_{уд} = \frac{\rho a_c}{2g} B_п L_л K_{сп} v_{уд}, \qquad (2.5)$$

где ρ – плотность материала боковины решетка, кгс/м^3;

a_c – скорость упругой продольной волны, м/с;

g – ускорение свободного падения, м/с^2;

$L_л$ – длина поверхности соприкосновения лыжи комбайна с полкой решетка, м;

$v_{уд}$ – скорость удара, м/с;

$K_{сп}$ – коэффициент контакта лыжи с верхней полкой; $K_{сп}$ = = 0,1÷0,3.

Так как время соударения мало, а поверхность контакта лыжи имеет большую жесткость по сравнению с верхней полкой решетка, то импульс удара воспринимается боковиной и гасится в верхней полке за счет ее деформации, не распространяясь на почву под решетком.

Поэтому для повышения надежности и срока службы линейных рештаков необходимо не только производить их расчет с учетом ударных нагрузок, но и осуществлять мероприятия по максимальной разгрузке рештачного става от опор комбайна.

3. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ

В тех случаях, когда цилиндрическая направляющая служит одновременно и опорой для захвата комбайна, необходимо определять контактные напряжения в зоне контакта, а также рассчитывать диаметр направляющей, исходя из контактных напряжений.

До настоящего времени расчет диаметра цилиндрической направляющей при проектировании забойных конвейеров либо не производился вообще, либо осуществлялся по элементарным формулам сопротивления материалов, которые не отражают реальных условий работы сопряженных поверхностей.

Величину контактных напряжений определяем по формуле Герца:

$$q_{max} = 0{,}591\sqrt{pE\frac{D_1 - D_2}{D_1 D_2}}\,, \qquad (3.1)$$

где D_1 – внутренний диаметр обратного захвата комбайна;

D_2 – наружный диаметр цилиндрической направляющей;

$p = \frac{F_{i_{on}}}{L'_{on}}$ – нагрузка на единицу длины направляющей, ограниченной длиной захвата;

E – модуль упругости; $E = 2 \cdot 10^4$.

Величина q_{max} равна наибольшему допустимому напряжению сжатия.

При равномерном зазоре $\delta_з$ между захватом и цилиндрической направляющей величина D_1 равна

$$D_1 = D_2 + \delta_з\,. \qquad (3.2)$$

Подставив в формулу (3.1) выражение (3.2) и решив полученное уравнение относительно $D_1 = D$, получим, что диаметр направляющей с учетом контактных напряжений будет равен

$$D = \sqrt{\frac{\delta_з^2}{4} + \frac{F_{i_{on}} E\, \delta_з}{L'_{on}\left(\frac{[\sigma]_{сж}}{0{,}591}\right)^2}} - \frac{\delta_з}{2}\,, \qquad (3.3)$$

где L'_{on} – длина захвата опоры комбайна.

4. РАСЧЕТ НАГРУЗОК, ПЕРЕДАВАЕМЫХ ОПОРАМИ КОМБАЙНА НА ПОРОГИ МЕЖДУ РЕШТАКАМИ И ЗАМКОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Соединение решетаков осуществляется при помощи замковых соединений. При этом между решетаками возникают пороги, достигающие значительных величин. Величина вертикального порога между решетаками, предусмотренная чертежами на изготовление боковин и линейных решетаков, составляет 3-5 мм.

В условиях эксплуатации под влиянием различных факторов вертикальный порог увеличивается и иногда может достигать 15-20 мм.

Опыт эксплуатации, а также исследования [9] показали, что лыжи комбайна при проходе вертикальных порогов деформируют или срезают часть порога, так как материал боковин (сталь БРКСП), применяемый в настоящее время, по своим физико-механическим свойствам значительно уступает материалу лыжи; кроме того, нерационально подобраны пары трения.

Рассмотрим схему сил, действующих на торцевую поверхность решетака и замковое соединение при преодолении лыжей комбайна единичного порога между решетаками (рис. 4,α).

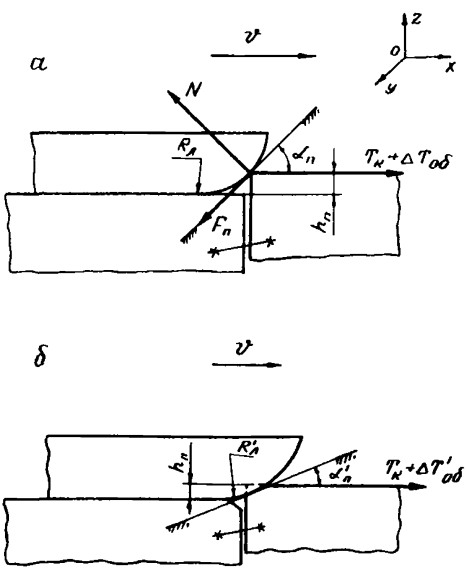

Рис. 4. Схема сил, действующих на вертикальный порог между решетаками при малом радиусе кривизны лыж (α) и при значительном радиусе кривизны (δ)

Так как при движении комбайна сила трения в опорах уравновешена тяговым усилием в цепи $T_к$ и инерционной силой $P_{ин}$, то активными нагрузками будут $T_к$ и $P_{ин}$.

Используя известные законы теоретической механики, перенесем вектор действия тягового усилия $T_к$ в точку касания лыжи с порогом, заменив действие силы $T_к$ и плеча моментом.

Тогда усилие $T_к$, действующее на стык, раскладывается на составляющие:

$$N = T_к \sin\alpha_п ; \; F_п = f_{тр} T_к \sin\alpha_п ,$$

где α – угол подъема лыжи по условным наклонным плоскостям;

N – реакция от порога;

$F_п$ – сила трения на пороге;

$f_{тр}$ – коэффициент трения скольжения на пороге.

Проведем касательную в точке соприкосновения лыжи с порогом и допустим, что подъем происходит по элементарным наклонным плоскостям.

Общее усилие $T_{кп}$ в тяговой цепи комбайна, необходимое для преодоления порога, будет равно

$$T_{кп} = T_к + \Delta T_{об} , \qquad (4.1)$$

где $T_к$ – тяговое усилие в цепи без порога;

$\Delta T_{об}$ – общее приращение тягового усилия в цепи комбайна от порога;

$$\Delta T_{об} = \Delta T_{ст} + \Delta T_{ин} , \qquad (4.2)$$

где $\Delta T_{ст}$ – приращение тягового усилия в цепи от порога при действии статической нагрузки;

$\Delta T_{ин}$ – приращение тягового усилия в цепи при действии инерционных сил.

Величина $\Delta T_{ст}$, согласно схеме сил, будет следующей:

$$\Delta T_{ст} = \frac{F_п}{\cos\alpha_п} \quad \text{или} \quad \Delta T_{ст} = f_{тр} T_к \, tg\alpha_п . \qquad (4.3)$$

Величина $\Delta T_{ин}$ определяется обычным способом:

$$\Delta T_{ин} = \frac{G_к}{g} \ddot{X} , \qquad (4.4)$$

где $G_к$ – вес комбайна;

g – ускорение свободного падения;

$\ddot{X}$ – замедление.

Величина коэффициента трения на пороге $f_{тр}$ значительно отличается от $f'_{тр}$ без порога, так как в процессе преодоления порогов (высотой от 5 мм и выше) лыжами комбайна может происходить частичное срезание вертикального порога. В том случае, когда твердость поверхности лыжи меньше твердости решетка, может происходить либо оттеснение материала лыжи, либо частичное срезание ее поверхности. Это будет способствовать значительному увеличению тягового усилия в цепи комбайна и нагрузок, действующих на порог и замковые соединения.

Коэффициент увеличения натяжения в цепи комбайна с учетом порога будет равен

$$K_п = \frac{T_{кп}}{T_к}$$

или

$$K_п = 1 + f_{тр}\, tg\alpha_п + \frac{G_к}{T_к} \cdot \frac{\ddot{X}}{g} \cdot \qquad (4.5)$$

График зависимости $K_п$ от угла $\alpha_п$ и инерционной силы комбайна при встрече с порогом приведен на рис. 5,*а*, который показывает,

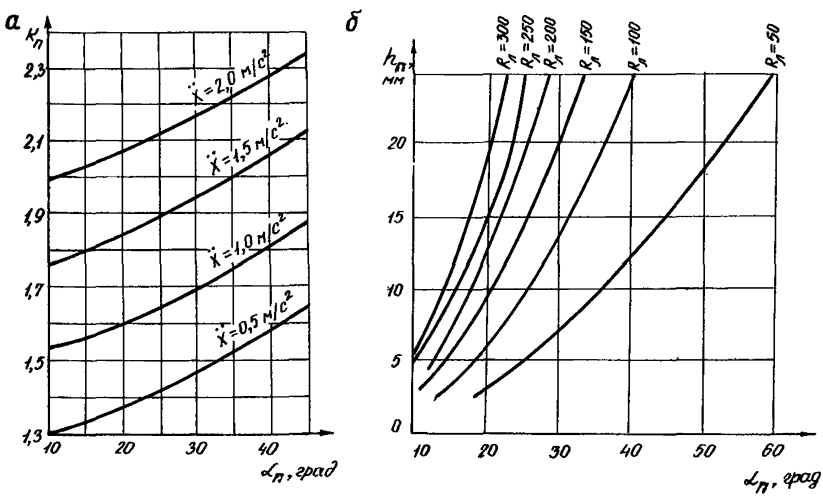

Рис. 5. Графики зависимости коэффициента порога $K_п$ от $\alpha_п$ и инерционной силы комбайна (*а*) и угла $\alpha_п$ и высоты порога $h_п$ от радиуса кривизны лыжи (*б*)

что коэффициент порога $K_п$ изменяется нелинейно, и, кроме того, на величину приращения $\Delta T_{об}$ в цепи наибольшее влияние оказывает

инерционная сила. При этом высота порога и радиус кривизны оказывают существенное влияние как на величину нагрузки, действующей на порог, так и на приращение тягового усилия в цепи комбайна и на неравномерность скорости подачи.

Схема сил, действующих на порог (см.рис. 4), позволяет определить величину угла $\alpha_п$, исходя из следующей зависимости:

$$\cos\alpha_п = \frac{R_л - h_п}{R_л}, \qquad (4.6)$$

где $R_л$ – радиус скругления лыжи комбайна;
$h_п$ – высота порога.

Анализ конструкций опор и лыж комбайнов различных типов показал, что преодоление порогов между двумя соседними рештаками может происходить по-разному. Это относится, в первую очередь, к таким типам комбайнов, как ГК-101, ПШ-68 и др. Для комбайнов типа ГК-52М, 2К-52, К-105 и т.д., у которых лыжи выполнены симметрично как для забойной, так и завальных сторон, касание порогов и их преодоление при отсутствии некоторого разворота корпуса комбайна будет происходить одновременно.

Так, при движении комбайна ГК-101 по рештакам конвейера СП63М на порог действует сначала завальная передняя лыжа, а затем с интервалом, равным 40-50 мм, – забойная передняя лыжа. Аналогично действуют на пороги задние лыжи комбайна с интервалом 15 мм.

При движении комбайна ПШ-68 забойная передняя лыжа может опережать завальную на 80 мм, а забойная задняя – завальную на 40 мм.

Это приводит к дополнительным нагрузкам на рештак и замковое соединение, а также к увеличению частоты встречи лыжи с порогом и колебаниям тяговых усилий в цепи комбайна.

С учетом радиусов кривизны лыж существующих типов комбайнов и наиболее часто встречающихся величин порогов между рештаками по формуле (4.6) были рассчитаны величины углов $\alpha_п$. Результаты расчетов приведены в табл. 4.1.

По результатам, приведенным в табл. 4.1, построен график зависимости $h_п$ и $\alpha_п$ от величины $R_л$ (рис. 5,*б*).

Анализ кривых графика позволяет определить рациональный радиус кривизны лыжи при наличии порогов между рештаками. При этом

Таблица 4.I

Радиус кривизны лыжи, мм	Угол порога $\alpha_п$, град при высоте порога, мм										
	3	5	7	9	II	I3	I5	I7	I9	2I	23
50	20	26	3I	34	39	43	46	49	52	55	58
I00	I4	I8	2I	25	28	30	32	34	36	38	40
I50	II	I5	I8	20	22	24	26	27	28	30	32
200	9	I3	I5	I7	I9	2I	22	24	25	26	28
250	9	II	I4	I6	I7	I9	20	2I	22	23	24
300	9	II	I3	I4	I5	I7	I8	I9	20	2I	23
350	9	II	I2	I3	I4	I5	I7	I8	I9	20	2I

Примечание. Фаска конца лыжи под углом 45° соответствует радиусу кривизны $R_л$ = I7 мм при высоте порога 5 мм.

интервал рациональных радиусов кривизны лыж составляет I50-250 мм, а максимальная высота отогнутой части лыжи должна быть всегда больше максимально возможной высоты порога $h_п$. Кроме того, из графика следует, что основное влияние на величину угла $\alpha_п$ оказывает не высота порога (в приведенных интервалах), а радиус кривизны лыжи (см. рис. 4,*б*). Так, с увеличением радиуса кривизны лыжи от 50 до I00 мм угол $\alpha_п$ снижается в I,4 раза, а усилие, действующее на порог, при высоте порога 5 мм уменьшается в I,5 раза.

Таким образом, величину усилия, действующего на порог и замковое соединение, можно снизить путем применения рациональных радиусов кривизны лыж комбайнов, их симметричного расположения, а также путем введения фасок на торцевых поверхностях верхних полок боковин.

5. РАСЧЕТ НАГРУЗОК, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА НАПРАВЛЯЮЩИЕ

Как указывалось выше, корпус комбайна во время выемки угля совершает колебания, которые приводят к заклиниванию захватов в направляющих и возникновению реактивных нагрузок. При наличии цилиндрической направляющей заклинивание захватов комбайна, вызванное действием поперечных колебаний его корпуса (в завальную сторону), будет отсутствовать вследствие шарнирной связи их

с направляющей. В других случаях заклинивания захватов в цилиндрической направляющей определение реакций аналогично рассмотренным ниже примерам.

При заклинивании захватов в направляющих возникающие реактивные нагрузки приводят не только к износу последних, но и к их деформации.

Как показали замеры во время шахтных испытаний комбайна ГШ-68, колебания его корпуса происходят с частотой I-2 Гц при средней высоте подъема до 30 мм. Максимальная высота в отдельных случаях достигает 70-85 мм. Кроме того, возникновение реакций в направляющих приводит к дополнительным сопротивлениям движению комбайна. Поэтому расчет нагрузок на направляющие позволяет оценить не только форму и расположение направляющих на ставе конвейера, но и дополнительные сопротивления движению комбайна [I2].

Для определения нагрузок, возникающих в направляющих, рассмотрим несколько вариантов их формы и расположения на рештачном ставе при различных колебаниях корпуса комбайна.

При этом рассмотрим лишь одну секцию конвейера, так как на одном рештаке могут находиться лишь одна забойная и одна завальная опоры.

5.I. Расчет нагрузок на призматическую (Г-образную) направляющую

Рассмотрим некоторые варианты возникновения реакций в направляющей при наличии колебаний или кренов корпуса комбайна:

а) крен корпуса комбайна в сторону забоя (рис. 6,*а*).

В результате заклинивания захвата в направляющей возникает реакция, величина которой определяется из условия равновесия действующих сил:

$$\Sigma M_{(0)} = -F_1 \ell + N(\ell + \ell_1) = 0 .$$

Тогда

$$N = \frac{F_1 \ell}{\ell + \ell_1}, \qquad (5.I)$$

где ℓ – расстояние между векторами нагрузок в опорах (поперек комбайна);

ℓ_1 – расстояние между вектором опорной нагрузки и реакцией в направляющей.

Дополнительное сопротивление движению будет равно

$$T = f_{тр} F_1 \left(\frac{\ell}{\ell + \ell_1} \right); \qquad (5.2)$$

б) крен корпуса комбайна в сторону завала.

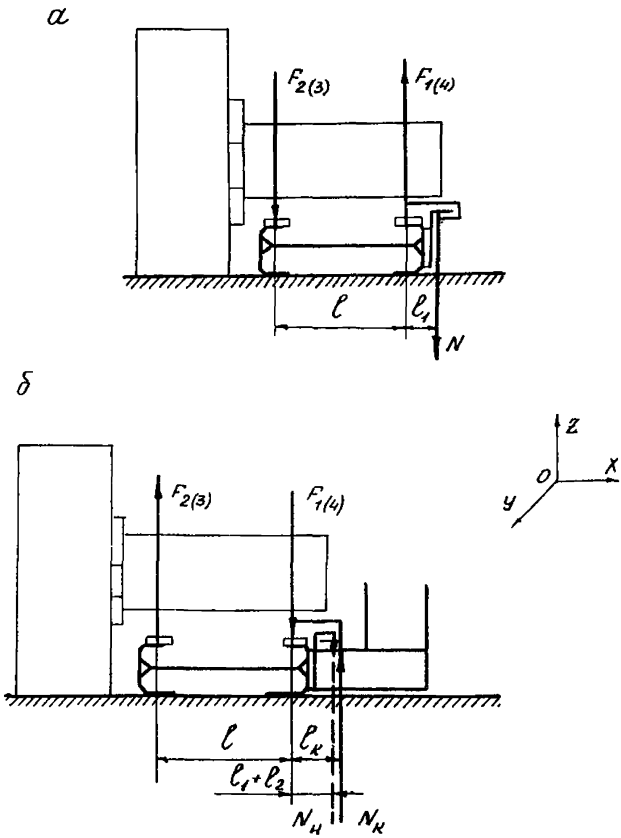

Рис. 6. Схема сил, действующих на Г-образную направляющую с завальной стороны става (а), на Г-образную направляющую и кронштейн навесного оборудования (б)

При этом величина реакции и силы сопротивления соответственно равны:

$$N' = F_2 \frac{\ell}{\ell_1}; \qquad (5.3)$$

$$T' = f_{тр} F_2 \frac{\ell}{\ell_1}. \qquad (5.4)$$

Приведенные примеры расчетов заклинивания захватов в Г-образных направляющих выполнены на основании рассмотрения кинематической связи комбайна и забойного конвейера комплекса КМ-87ДЭ.

5.2. Расчет нагрузок на кронштейн навесного оборудования и Г-образную направляющую

При наличии навесного оборудования с завальной стороны рештачного става конвейера и достаточных зазоров между направляющей, захватом и кронштейном, а также колебаний корпуса комбайна в сторону завала могут происходить заклинивания захватов комбайна либо между кронштейном навесного оборудования, либо между захватом и наружной или внутренней поверхностью направляющей (рис. 6, *б*).

Величину реакции в направляющей найдем из выражения (5.3), п. 5.I - б.

Реактивную силу $N_{кр}$, действующую на кронштейн навесного оборудования и захват опоры комбайна, определим из условия равновесия сил и моментов:

$$\Sigma M_{(0)} = F_2 \ell - N_{кр}(\ell + \ell_к) = 0;$$

$$N_{кр} = \frac{F_2 \ell}{\ell + \ell_к}, \qquad (5.5)$$

где $\ell_к$ – расстояние между вектором нагрузки в опоре и реакцией в кронштейне, включая зазор и толщину стенки захвата.

Тогда дополнительное сопротивление движению комбайна будет равно

$$T_к = f_{тр} \frac{F_2 \ell}{\ell + \ell_к}. \qquad (5.6)$$

Для случая воздействия нагрузок в малый промежуток времени выражение (5.6) будет иметь вид

$$dT_к = f_{тр}\, dF_2 \frac{\ell}{\ell + \ell_к}.$$

Интегрируя полученное выражение в пределах действия нагрузок от 0 до F, получаем

$$T_к = f_{тр} \frac{\ell}{\ell + \ell_к} \int_0^F dF_2. \qquad (5.7)$$

5.3. Расчет нагрузок на Г-образные направляющие, расположенные с двух сторон става конвейера

Возникающие при заклинивании реакции N_1 и N_2 также определяются из уравнений равновесия всех сил. При этом необходимо рассматривать следующие случаи:

а) вертикальные перемещения корпуса комбайна (рис. 7). Если $F_1 = F_2$, то $N_1 = N_2$ (при равных плечах приложения). Если $F_1 \neq F_2$,

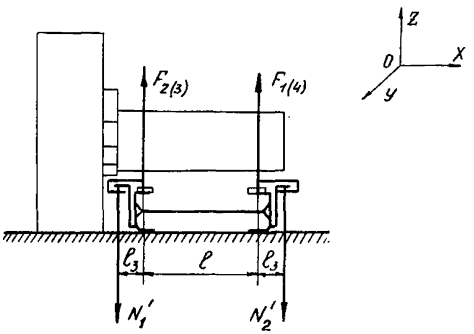

Рис. 7. Схема сил, действующих на Г-образные направляющие, расположенные с двух сторон става конвейера при вертикальных перемещениях корпуса комбайна

то момент от вертикальных сил будет направлен либо в сторону завала, либо забоя:

$$N_1' = \frac{F_1 \ell_4 + F_2 (\ell + \ell_4)}{\ell + 2\ell_1 - 0{,}5a}; \qquad (5.8)$$

$$N_2' = \frac{F_1 (\ell + 3\ell_1 - a) + F_2 \ell_1}{\ell + 2\ell_1 - 0{,}5a}, \qquad (5.9)$$

где $a_н$ – ширина направляющей;

ℓ_4 – расстояние между вектором нагрузки в опоре и реакцией в направляющей; $\ell_4 = \ell_1 - 0{,}5a_н$.

Формула для определения дополнительного сопротивления движению после преобразований имеет вид

$$T_1 = f_{тр} \left(F_2 + F_1 \frac{\ell + 4\ell_1 - 1{,}5a_н}{\ell + 2\ell_1 - 0{,}5a_н} \right). \qquad (5.10)$$

Для некоторых мгновенных действий нагрузок выражение (5.10) будет следующим:

$$dT_1 = f_{тр}\left(dF_2 + dF_1 \frac{\ell + 4\ell_1 - 1{,}5a_н}{\ell + 2\ell_1 - 0{,}5a_н}\right). \qquad (5.11)$$

Интегрируя выражение (5.11) в пределах действия нагрузок (от 0 до F), получаем

$$T_1 = f_{тр}\left(\int_0^F dF_2 + \frac{\ell + 4\ell_1 - 1{,}5a_н}{\ell + 2\ell_1 - 0{,}5a_н}\int_0^F dF_1\right); \qquad (5.12)$$

б) поперечные крены корпуса комбайна в сторону завала или забоя (см. рис. 6) - п. 5.1.

При таких кренах возникает одна реактивная сила, величина и направление которой определяются так же, как в п. 5.1.

Отношение сил сопротивления в направляющих при их расположении с одной и с двух сторон става обозначим коэффициентом

$$\xi = \frac{T}{T_1}$$

или

$$\xi = \frac{F_1\left(\frac{\ell}{\ell + \ell_1}\right)}{F_2 + F_1 \frac{\ell + 4\ell_1 - 1{,}5a_н}{\ell + 2\ell_1 - 0{,}5a_н}}. \qquad (5.13)$$

Анализ выражения (5.13) показывает, что при применении Г-образных направляющих с двух сторон става происходит снижение сил сопротивления в 1,8-2 раза по сравнению с односторонним их расположением вследствие перераспределения реактивных нагрузок.

Кроме сил, рассмотренных в данных вариантах, на двусторонние Г-образные направляющие оказывают воздействие также поперечные нагрузки, возникающие в результате разворотов корпуса комбайна в горизонтальной плоскости и заклинивания захватов.

Ряд экспериментальных исследований показал, что величины боковых опорных нагрузок комбайна приблизительно на порядок ниже вертикальных нагрузок в опорах, поэтому их воздействие и расчет реакций в данной работе не приводится.

I. Пример расчета нагрузок в опорах выемочного комбайна ПШ-68

Исходные данные

Мощность пласта, м	I,8
Угол наклона пласта α, град	6
Средняя сопротивляемость угля разрушению $\bar{A}_p$, кгс/см	300
Тип выемочного комбайна	ПШ-68
Тип забойного передвижного конвейера	СПМ87ДН
Скорость подачи комбайна $v_п^э$, м/мин	4
Частота периодических составляющих нагрузок на шнеках ω, $с^{-1}$	I5
Тяговое усилие T, тс	I8
Натяжение в холостой ветви T_0, тс	2
Сила сопротивления погрузке с помощью лемеха $F_л$, тс	2
Тип резцов	И90 МБ
Диаметры шнеков D, см	I25, I00
Масса комбайна m, кг	I550

Геометрические параметры, м:

$a = 3,3I$; $b = 3,49$; $d = 0,37$; $l_{y_{x_I}} = 0,I$; $l_{y_{x_{II}}} = 0,23$;
$e = 0,53$; $b_p = 0,64$; $l_p = I,35$; $l_{y_л} = 0,58$; $l_{y_т} = 0,I2$;
$e_I = 0,36$; $d_I = 0,20$; $l_{y_{т_0}} = 0,26$; $l_{p_{z_I}} = I,I5$;
$a_I = a_2 = 2,8I$; $a_3 = a_4 = 3,05$; $l_{p_{z_{II}}} = I,I5$; $l_{p_{y_I}} = 0,48$;
$l_{y_{z_I}} = 3,II$; $l_{y_{z_{II}}} = 2,73$; $l_{p_{y_{II}}} = 0,05$

Расчет параметров комбайна

Удельные нагрузки в опорах p_1, p_2, p_3, p_4, кгс/м^2 (I.4); (I.5)

$$s = \frac{9,8I\,m}{b_p l_p (a+b)(e+d)} = \frac{9,8I \cdot I550}{I,35 \cdot 0,64(3,3I+3,49)\ (0,53+0,37)} = 2,88 \cdot I0^3;$$

$$p_1 = s\,b\,d = 2,88 \cdot I0^3 \cdot 3,49 \cdot 0,37 = 3,72 \cdot I0^3;$$
$$p_2 = s\,b\,e = 2,88 \cdot I0^3 \cdot 3,49 \cdot 0,53 = 5,32 \cdot I0^3;$$
$$p_3 = s\,a\,e = 2,88 \cdot I0^3 \cdot 3,3I \cdot 0,53 = 5,05 \cdot I0^3;$$
$$p_4 = s\,a\,d = 2,88 \cdot I0^3 \cdot 3,3I \cdot 0,37 = 3,62 \cdot I0^3;$$

коэффициенты жесткости в опорах κ_1, κ_2, κ_3, κ_4, кгс/м

(I.6)

$$\kappa = \kappa_y\left[1 + \frac{2(\ell_p + b_p)}{\Delta \ell_p b_p}\right]\ell_p b_p = 4\cdot 10^4\left[1 + \frac{2(1{,}35 + 0{,}64}{1\cdot 1{,}35\cdot 0{,}64}\right]\times$$

$$\times\ 1{,}35\cdot 0{,}64 = 1{,}9\cdot 10^5;$$

$$\kappa_1 = \kappa\sqrt{\frac{P_1}{P_0}} = 1{,}9\cdot 10^5\sqrt{\frac{3{,}72\cdot 10^3}{2\cdot 10^3}} = 2{,}6\cdot 10^5;$$

$$\kappa_2 = \kappa\sqrt{\frac{P_2}{P_0}} = 1{,}9\cdot 10^5\sqrt{\frac{5{,}32\cdot 10^3}{2\cdot 10^3}} = 3{,}1\cdot 10^5;$$

$$\kappa_3 = \kappa\sqrt{\frac{P_3}{P_0}} = 1{,}9\cdot 10^5\sqrt{\frac{5{,}05\cdot 10^5}{2\cdot 10^3}} = 3{,}01\cdot 10^5;$$

$$\kappa_4 = \kappa\sqrt{\frac{P_4}{P_0}} = 1{,}9\cdot 10^5\sqrt{\frac{3{,}62\cdot 10^3}{2\cdot 10^3}} = 2{,}54\cdot 10^5;$$

коэффициенты диссипативных потерь в опорах h_1, h_2, h_3, h_4, кгс·с/м

(I.7)

Примечание. В забойные опоры введены гидравлические амортизаторы, для которых $\Psi = 0{,}2$.

$$h_1 = \psi_1\sqrt{m\kappa_1} = 0{,}6\sqrt{1{,}55\cdot 10^3\cdot 2{,}6\cdot 10^5} = 1{,}21\cdot 10^4;$$

$$h_2 = \psi_2\sqrt{m\kappa_2} = 0{,}8\sqrt{1{,}55\cdot 10^3\cdot 3{,}1\cdot 10^5} = 1{,}76\cdot 10^4;$$

$$h_3 = \psi_3\sqrt{m\kappa_3} = 0{,}8\sqrt{1{,}55\cdot 10^3\cdot 3{,}01\cdot 10^5} = 1{,}75\cdot 10^4;$$

$$h_4 = \psi_4\sqrt{m\kappa_4} = 0{,}6\sqrt{1{,}55\cdot 10^3\cdot 2{,}54\cdot 10^5} = 1{,}19\cdot 10^4.$$

Расчет коэффициентов при свободных членах дифференциальных уравнений колебаний корпуса комбайна g_1–g_9

(I.8)

$$g_1 = \kappa_1 + \kappa_2 + \kappa_3 + \kappa_4 = (2{,}6+3{,}1+3{,}01+2{,}54)\cdot 10^5 = 11{,}29\cdot 10^5;$$

$$g_2 = a_1(\kappa_2 + \kappa_3) - e_1(\kappa_1 + \kappa_4) = 0{,}2(3{,}1+3{,}01)\cdot 10^5 -$$
$$- 0{,}36(2{,}54+2{,}6)\cdot 10^5 = -0{,}62\cdot 10^5;$$

$$g_3 = -a_1\kappa_1 - a_2\kappa_2 + a_3\kappa_3 + a_4\kappa_4 = (-2{,}81\cdot 2{,}6 - 2{,}81\cdot 3{,}1 +$$
$$+ 3{,}05\cdot 3{,}05 + 3{,}05\cdot 2{,}54)\cdot 10^5 = 0{,}74\cdot 10^5;$$

$$g_4 = e_1(a_1\kappa_1 - a_4\kappa_4) + d_1(a_3\kappa_3 - a_2\kappa_2) = 0{,}36(2{,}81\cdot 2{,}6 -$$
$$-3{,}01\cdot 2{,}54)\cdot 10^5 + 0{,}2(3{,}01\cdot 3{,}05 - 2{,}81\cdot 3{,}1) = 0{,}14\cdot 10^5;$$

$$g_5 = a_1^2\kappa_1 + a_2^2\kappa_2 + a_3^2\kappa_3 + a_4^2\kappa_4 = (2{,}81^2 \cdot 2{,}6 + 2{,}81^2 \cdot 3{,}1 + 3{,}01^2 \cdot 3{,}05 + 3{,}01^2 \cdot 2{,}54) \cdot 10^5 = 9{,}53 \cdot 10^6;$$

$$g_6 = d_1^2(\kappa_2 + \kappa_3) + e_1^2(\kappa_1 + \kappa_4) = 0{,}2^2 \cdot (3{,}1 + 3{,}01) \cdot 10^5 + 0{,}36^2 \times (2{,}6 + 2{,}54) \cdot 10^5 = 0{,}91 \cdot 10^5.$$

Расчет коэффициентов $b_1 - b_9$ и A_0

(I.9)

$$b_1 = g_4^2 - g_5 g_6 = 0{,}14^2 \cdot 10^{10} - 9{,}53 \cdot 0{,}91 \cdot 10^{11} = -8{,}67 \cdot 10^{11};$$

$$b_2 = g_3 g_6 - g_2 g_4 = 0{,}74 \cdot 0{,}91 \cdot 10^{10} - 0{,}62 \cdot 0{,}14 \cdot 10^{10} = 0{,}68 \cdot 10^{10};$$

$$b_3 = g_2 g_5 - g_3 g_4 = -0{,}62 \cdot 9{,}53 \cdot 10^{11} - 0{,}74 \cdot 0{,}14 \cdot 10^{10} = -6{,}01 \cdot 10^{11};$$

$$b_4 = g_1 g_4 - g_2 g_3 = 11{,}29 \cdot 0{,}14 \cdot 10^{10} - 0{,}74 \cdot 0{,}62 \cdot 10^{10} = 2{,}04 \cdot 10^{10};$$

$$b_5 = g_2^2 - g_1 g_6 = +0{,}62^2 \cdot 10^{10} - 11{,}29 \cdot 0{,}91 \cdot 10^{10} = -10{,}68 \cdot 10^{10};$$

$$b_6 = g_3^2 - g_1 g_5 = 0{,}74^2 \cdot 10^{10} - 11{,}29 \cdot 9{,}53 \cdot 10^{11} = -10{,}78 \cdot 10^{12};$$

$$b_7 = b_4; \quad b_8 = b_3; \quad b_9 = b_2;$$

$$A_0 = g_1 b_1 + g_2 b_3 + g_3 b_2 = -11{,}29 \cdot 8{,}67 \cdot 10^{16} + 0{,}62 \cdot 6{,}01 \cdot 10^{16} + 0{,}74 \cdot 0{,}68 \cdot 10^{15} = -9{,}41 \cdot 10^{17}.$$

Нагрузки на исполнительных органах комбайна

Математические ожидания нагрузок, кгс:

$$\bar{R}_{z_I} = 67{,}7; \quad \bar{R}_{z_{II}} = 2969; \quad \bar{R}_{x_I} = -1840;$$

$$\bar{R}_{x_{II}} = 3082; \quad \bar{R}_{y_I} = 221; \quad \bar{R}_{y_{II}} = -735;$$

амплитуды периодических составляющих нагрузок, кгс:

$$R_{g z_I} = 218; \quad R_{g z_{II}} = 762; \quad R_{g x_I} = 469;$$

$$R_{g x_{II}} = 708; \quad R_{g y_I} = 305; \quad R_{g y_{II}} = 391;$$

случайные составляющие нагрузок:

показатель затухания корреляционной функции, c^{-1}

(I.2)

$$\alpha_{R_{z_I}} = 651; \quad \alpha_{R_{z_{II}}} = 330; \quad \alpha_{R x_I} = 436;$$

$$\alpha_{R x_{II}} = 329; \quad \alpha_{R y_I} = 642; \quad \alpha_{R y_{II}} = 637;$$

дисперсия

(I.I)

$$\mathcal{D}_{R_{z_I}} = 149; \quad \mathcal{D}_{R_{z_{II}}} = 2{,}86 \cdot 10^5; \quad \mathcal{D}_{R x_I} = 1{,}11 \cdot 10^5;$$

$$\mathcal{D}_{R x_{II}} = 2{,}88 \cdot 10^5; \quad \mathcal{D}_{R y_I} = 1{,}58 \cdot 10^3; \quad \mathcal{D}_{R y_{II}} = 1{,}76 \cdot 10^4$$

Расчет средних значений нагрузок (кгс) и моментов (кгс·м)
(I.II)

Составляются обычные уравнения статики:

$$\gamma_z = \bar{R}_{z_I} + \bar{R}_{z_{II}} - G\cos\alpha = 67{,}7 + 2969 - 15{,}2\cdot10^3 \times 0{,}98 = 11{,}80\cdot10^3;$$

$$\gamma_y = -\ell_{y_{z_I}}\bar{R}_{z_I} + \ell_{y_{z_{II}}}\bar{R}_{z_{II}} - \ell_{y_{x_I}}\bar{R}_{x_I} + \ell_{y_{x_{II}}}\bar{R}_{x_{II}} + \ell_{y_n}F_n -$$
$$- \ell_{y_T}T + \ell_{y_{T_0}}T_0 = -3{,}11\cdot67{,}7 + 2{,}73\cdot2{,}97\cdot10^3 -$$
$$- 0{,}1\cdot1{,}84\cdot10^3 + 0{,}23\cdot3{,}1\cdot10^3 + 0{,}58\cdot2\cdot10^3 - 0{,}12\cdot1{,}8\cdot10^4 +$$
$$+ 0{,}26\cdot2\cdot10^3 = 4{,}89\cdot10^3;$$

$$\gamma_\beta = \ell_{\beta_{z_I}}\bar{R}_{z_I} + \ell_{\beta_{z_{II}}}\bar{R}_{z_{II}} + \ell_{\beta_{y_I}}\bar{R}_{y_I} + \ell_{\beta_{y_{II}}}\bar{R}_{y_{II}} = 1{,}15\cdot67{,}7 + 1{,}15 \times$$
$$\times 2{,}97\cdot10^3 - 0{,}48\cdot2{,}21\cdot10^2 - 0{,}05\cdot7{,}35\cdot10^2 = 2{,}99\cdot10^3.$$

Расчет перемещений координат z, φ, β от действия средних нагрузок
(I.IO)

$$z_{cr} = (\gamma_z b_1 + \gamma_y b_8 + \gamma_\beta b_9)/A_0 = (11{,}8\cdot10^3\cdot8{,}67\cdot10^{11} -$$
$$- 4{,}89\cdot6{,}01\cdot10^{14} + 2{,}99\cdot0{,}68\cdot10^{13})/(-9{,}41\cdot10^{17}) = 7{,}88\cdot10^{-3};$$

$$\varphi_{cr} = (\gamma_z b_2 + \gamma_y b_4 + \gamma_\beta b_5)/A_0 = (11{,}8\cdot0{,}68\cdot10^{13} +$$
$$+ 4{,}89\cdot2{,}04\cdot10^{13} - 2{,}99\cdot10{,}68\cdot10^{13})/(-9{,}41\cdot10^{17}) = 3{,}12\cdot10^{-4};$$

$$\beta_{cr} = (\gamma_z b_3 + \gamma_y b_6 + \gamma_\beta b_7)/A_0 = (11{,}8\cdot6{,}01\cdot10^{14} - 4{,}89\cdot10{,}78\cdot10^{15} +$$
$$+ 2{,}99\cdot2{,}04\cdot10^{13})/(-9{,}41\cdot10^{17}) = 4{,}81\cdot10^{-2}.$$

Расчет проекций периодических сил на ось z и моментов этих сил относительно осей x, y
(I.I3)

$$\gamma_{z_n} = R_{g_{z_I}} + R_{g_{z_{II}}} = 218 + 762 = 9{,}80\cdot10^2;$$

$$\gamma_{y_n} = -\ell_{y_{z_I}}R_{g_{z_I}} + \ell_{y_{z_{II}}}R_{g_{z_{II}}} - \ell_{y_{x_I}}R_{g_{x_I}} + \ell_{y_{x_{II}}}R_{g_{x_{II}}} =$$
$$= -3{,}11\cdot2{,}18\cdot10^2 + 2{,}73\cdot7{,}62\cdot10^2 - 0{,}1\cdot4{,}69\cdot10^2 +$$
$$+ 0{,}23\cdot7{,}1\cdot10^2 = 1{,}46\cdot10^3;$$

$$\gamma_{\beta_n} = \ell_{\beta z_I} R_{g z_I} + \ell_{\beta z_{II}} R_{g z_{II}} - \ell_{\beta y_I} R_{g y_I} - \ell_{\beta y_{II}} R_{g y_{II}} =$$

$$= 1{,}15 \cdot 2{,}18 \cdot 10^2 + 1{,}15 \cdot 7{,}62 \cdot 10^2 - 0{,}48 \cdot 3{,}05 \cdot 10^2 -$$

$$- 0{,}05 \cdot 3{,}91 \cdot 10^2 = 10{,}51 \cdot 10^2;$$

Расчет перемещений координат z, φ, β от действия периодических составляющих нагрузок

(I.I2)

Коэффициенты κ_{z_n}, κ_{φ_n}, κ_{β_n} берутся из табл. 2 для $\omega = 11{,}2$.

$\kappa_{z_n} = 1{,}3$; $\kappa_{\varphi_n} = 1{,}07$; $\kappa_{\beta_n} = 1{,}2$;

$$z_n = \frac{\kappa_{z_n}}{A_0} \left(\gamma_{z_n} b_1 + \gamma_{\varphi_n} b_3 + \gamma_{\beta_n} b_9 \right) = \frac{1{,}3}{-9{,}41 \cdot 10^{17}} \times$$

$$\times \left(-9{,}80 \cdot 8{,}67 \cdot 10^{13} - 1{,}46 \cdot 6{,}01 \cdot 10^{14} + 10{,}51 \cdot 0{,}68 \cdot 10^{12}\right) =$$

$$= 2{,}38 \cdot 10^{-4};$$

$$\varphi_n = \frac{\kappa_{\varphi_n}}{A_0} \left(\gamma_{z_n} b_2 + \gamma_{\varphi_n} b_4 + \gamma_{\beta_n} b_5 \right) = \frac{1{,}07}{-9{,}41 \cdot 10^{17}} \times$$

$$\times \left(9{,}80 \cdot 0{,}68 \cdot 10^{12} + 1{,}46 \cdot 2{,}04 \cdot 10^{13} - 10{,}51 \cdot 10{,}68 \cdot 10^{12}\right) =$$

$$= 0{,}93 \cdot 10^{-4};$$

$$\beta_n = \frac{\kappa_{\beta_n}}{A_0} \left(\gamma_{z_n} b_3 + \gamma_{\varphi_n} b_6 + \gamma_{\beta_n} b_7 \right) = \frac{1{,}2}{-9{,}41 \cdot 10^{17}} \times$$

$$\times \left(-9{,}80 \cdot 6{,}01 \cdot 10^{13} - 1{,}46 \cdot 10{,}78 \cdot 10^{15} - 10{,}51 \cdot 2{,}04 \cdot 10^{12}\right) =$$

$$= 2{,}1 \cdot 10^{-2}.$$

Расчет проекции случайных составляющих сил на ось z и моментов от этих сил относительно осей x, y – γ_{z_c}, γ_{φ_c}, γ_{β_c}

(I.I5)

$$\gamma_{z_c} = \sqrt{\alpha_{R z_I} \mathcal{D}_{R z_I}} + \sqrt{\alpha_{R z_{II}} \mathcal{D}_{R z_{II}}} = \sqrt{651 \cdot 1{,}49 \cdot 10^2} +$$

$$+ \sqrt{3{,}3 \cdot 2{,}86 \cdot 10^7} = 10{,}05 \cdot 10^3;$$

$$\gamma_{\varphi_c} = -\ell_{\varphi z_I} \sqrt{\alpha_{R z_I} \mathcal{D}_{R z_I}} + \ell_{\varphi z_{II}} \sqrt{\alpha_{R z_{II}} \mathcal{D}_{R z_{II}}} - \ell_{\varphi x_I} \sqrt{\alpha_{R x_I} \mathcal{D}_{R x_I}} +$$

$$+ \ell_{\varphi x_{II}} \sqrt{\alpha_{R x_{II}} \mathcal{D}_{R x_{II}}} = -3{,}11 \sqrt{5{,}5 \cdot 1{,}49 \cdot 10^4} + 2{,}73 \sqrt{3{,}3 \cdot 2{,}86 \cdot 10^7} -$$

$$- 0{,}1 \sqrt{436 \cdot 1{,}11 \cdot 10^5} + 0{,}23 \sqrt{3{,}29 \cdot 2{,}88 \cdot 10^7} = 2{,}76 \cdot 10^4;$$

$$\gamma_{\beta_C} = \ell_{\beta_{z_I}} \sqrt{\alpha_{R_{z_I}} \mathcal{D}_{R_{z_I}}} + \ell_{\beta_{z_{II}}} \sqrt{\alpha_{R_{z_{II}}} \mathcal{D}_{R_{z_{II}}}} - \ell_{\beta_{y_I}} \sqrt{\alpha_{R_{y_I}} \mathcal{D}_{R_{y_I}}} -$$

$$- \ell_{\beta_{y_{II}}} \sqrt{\alpha_{R_{y_{II}}} \mathcal{D}_{R_{y_{II}}}} = 1{,}15 \sqrt{651 \cdot 1{,}49 \cdot 10^{2}} + 1{,}15 \sqrt{3{,}3 \cdot 2{,}86 \cdot 10^{7}} -$$

$$- 0{,}48 \sqrt{642 \cdot 1{,}58 \cdot 10^{3}} - 0{,}05 \sqrt{637 \cdot 1{,}76 \cdot 10^{4}} = 10{,}5 \cdot 10^{3}.$$

Расчет среднеквадратичных отклонений координат z, y, β от действия случайных составляющих сил

(I.I4)

Коэффициенты K_{z_C}, K_{y_C}, K_{β_C} берутся из табл. 4 для $h = (1{,}2 \div 1{,}3) \cdot 10^{4}$ кгс·с/м;

$$K_{z_C} = 4 \cdot 10^{-2}; \quad K_{y_C} = 3{,}2 \cdot 10^{-2}; \quad K_{\beta_C} = 0{,}85 \cdot 10^{-2};$$

$$\sigma_z = \frac{K_{z_C}}{A_0} \left(\gamma_{z_C} \beta_1 + \gamma_{y_C} \beta_8 + \gamma_{\beta_C} \beta_9 \right) = \frac{4 \cdot 10^{-2}}{-9{,}41 \cdot 10^{17}} \times$$

$$\times \left(-10{,}05 \cdot 8{,}67 \cdot 10^{14} - 2{,}76 \cdot 6{,}01 \cdot 10^{15} + 10{,}5 \cdot 0{,}68 \cdot 10^{13}\right) =$$

$$= 1{,}07 \cdot 10^{-3};$$

$$\sigma_y = \frac{K_{y_C}}{A_0} \left(\gamma_{z_C} \beta_2 + \gamma_{y_C} \beta_4 + \gamma_{\beta_C} \beta_5 \right) = \frac{3{,}2 \cdot 10^{-2}}{-9{,}41 \cdot 10^{17}} \times$$

$$\times \left(10{,}05 \cdot 0{,}68 \cdot 10^{13} + 2{,}76 \cdot 2{,}04 \cdot 10^{10} - 10{,}5 \cdot 10{,}68 \cdot 10^{13}\right) =$$

$$= 1{,}68 \cdot 10^{-5};$$

$$\sigma_\beta = \frac{K_{\beta_C}}{A_0} \left(\gamma_{z_C} \beta_3 + \gamma_{y_C} \beta_6 + \gamma_{\beta_C} \beta_7 \right) =$$

$$= \frac{0{,}85 \cdot 10^{-2}}{-9{,}41 \cdot 10^{17}} \left(-10{,}05 \cdot 6{,}01 \cdot 10^{14} - 2{,}76 \cdot 10{,}78 \cdot 10^{16} -\right.$$

$$\left. - 10{,}5 \cdot 2{,}04 \cdot 10^{13}\right) = 2{,}74 \cdot 10^{-3}.$$

Расчет результирующих значений координат z, y, β

(I.I6)

Знаки берутся в соответствии со знаками $z_{ст}$, $\varphi_{ст}$, $\beta_{ст}$;

$$z = z_{ст} + 3 \sqrt{\frac{z_n^2}{2} + \sigma_z^2} = -7{,}88 \cdot 10^{-3} - 3 \sqrt{\frac{(2{,}38 \cdot 10^{-4})^2}{2} + \ldots}$$

$$\ldots + (1{,}07 \cdot 10^{-3})^2} = -1{,}38 \cdot 10^{-2};$$

$$y = y_{ст} \pm 3 \sqrt{\frac{y_n^2}{2} + \sigma_y^2} = +3{,}12 \cdot 10^{-4} +$$

$$+ 3 \sqrt{\frac{(0{,}9 \cdot 10^{-4})^2}{2} + (1{,}68 \cdot 10^{-5})^2} = 5{,}13 \cdot 10^{-4};$$

$$\beta = \beta_{ст} \pm 3\sqrt{\frac{\beta_n^2}{2} + \sigma_\beta^2} = 4{,}81\cdot10^{-2} +$$
$$+ 3\sqrt{\frac{(2{,}1\cdot10^{-2})^2}{2} + (2{,}74\ 10^{-3})^2} = 9{,}38\cdot10^{-2}\ .$$

Расчет суммарных нагрузок в опорах, кгс

(I.I7)

$$F_1 = \kappa_1\,(z - a_1\gamma - e_1\beta) = 2{,}6\cdot10^5(-1{,}38\cdot10^{-2} - 2{,}81\cdot5{,}13\cdot10^{-4} -$$
$$- 0{,}36\cdot9{,}38\cdot10^{-2}) = -1{,}24\cdot10^4;$$
$$F_2 = \kappa_2\,(z - a_2\gamma + d_1\beta) = 3{,}1\cdot10^5(-1{,}38\cdot10^{-2} - 2{,}81\cdot5{,}13\cdot10^{-4} +$$
$$+ 0{,}2\cdot9{,}38\cdot10^{-2}) = 1{,}11\cdot10^3;$$
$$F_3 = \kappa_3\,(z + a_3\gamma + d_1\beta) = 3{,}01\cdot10^5(-1{,}38\cdot10^{-2} - 3{,}05\cdot5{,}13\cdot10^{-4} +$$
$$+ 0{,}2\cdot9{,}38\cdot10^{-2}) = 1{,}98\cdot10^3;$$
$$F_4 = \kappa_4\,(z + a_4\gamma - e_1\beta) = 2{,}54\cdot10^5\,(-1{,}38\cdot10^{-2} + 3{,}05\cdot5{,}13\cdot10^{-4} -$$
$$- 0{,}36\cdot9{,}38\cdot10^{-2}) = -1{,}14\cdot10^4.$$

2. Пример расчета нагрузок на элементы рештачного става конвейера СПМ87ШН, передаваемых опорами комбайна ПШ-68

Условия работы комбайна и конвейера, а также величины нагрузок в соответствующих опорах приведены в примере I.

Расчет нагрузок на верхние полки боковин

максимальные удельные давления q_{max}:

с учетом фактической площади контакта S_φ при внецентренном нагружении верхней полки

(2.2)

$$q_{max} = \frac{F_{i\,on}}{S_{\varphi i}}\ ;$$

теоретически $S_{\varphi.т}$ определяется по формуле

$$S_{\varphi.т} = \frac{F_{i\,on}}{c_n \sigma_т}\ ,$$

где $S_{\varphi.т}$ – фактическая площадь, полученная теоретически;

c_n – коэффициент пропорциональности, учитывающий шероховатость поверхностей (от I до 2);

$\sigma_т$ – предел текучести материала; $\sigma_т$ = 30 кгс/мм^2 (для стали БРКСП);

F_1 = $-1{,}24 \cdot 10^4$ кгс – нагрузка в первой опоре, полученная расчетным путем.

Знак минус в этом выражении означает прижатие опоры к полке рештака.

Тогда

$$S_{ф.т} = \frac{1{,}24 \cdot 10^4}{3000} = 4{,}15 \text{ см}^2.$$

На основе экспериментальных данных (см. п.2 настоящей методики) $S_{ф.э}$ = 6 см^2 (для сопряжения полки с первой опорой) будет минимальной, так как кривизна лыжи значительна.

Максимальная фактическая нагрузка в первой или четвертой опорах равна 24000 кгс. Тогда удельное давление первой или четвертой опор на верхнюю полку будет равно:

исходя из теоретических расчетов

$$q_{т_1} = \frac{1{,}24 \cdot 10^4}{4{,}1} = 3{,}0 \cdot 10^3 \text{ кгс/см}^2 = \sigma_т ;$$

исходя из экспериментальных данных

$$q_{э_1} = \frac{2{,}4 \cdot 10^4}{6} = 4{,}0 \cdot 10^3 \text{ кгс/см}^2 > \sigma_т .$$

Удельное давление других опор (2 и 3) на верхние полки будет равно нулю, так как нагрузки в опорах имеют противоположные знаки (подъем над ставом конвейера);

с учетом ударных нагрузок

(2.6)

сила удара равна

$$F_{уд} = \frac{\rho a_c}{2g} B_п L_л K_{сп} v_{уд} ;$$

ρ = 7850 кгс/м^3 ; a_c = 5250 м/с;

$v_{уд} = \sqrt{\left[(K_g - 1)^2 - 1\right] - g \cdot y_{max}}$ – скорость удара;

$K_g = 1 + \sqrt{1 + \frac{2H}{y_{max}}}$ – коэффициент динамичности при ударе;

H – высота подъема лыжи над решетаком; $H \approx 70$ мм;

y_{max} – статическая деформация верхней полки решетака; $y_{max} = 0{,}74$ мм;

$g = 9{,}81$ м/с^2 – ускорение свободного падения;

$K_g = 14{,}8$; $v^{g}_{yg} = 117$ см/с;

$B_л = 75$ мм;

$L_л$ – длина поверхности касания лыжи; $L_л = 300$ мм;

$K_{сп}$ – коэффициент касания лыжи решетака; $K_{сп} = 0{,}8 \div 0{,}9$. Тогда сила удара будет

$$F_{yg} = \frac{7850 \cdot 5250}{9{,}8 \cdot 2} \cdot 0{,}075 \cdot 0{,}3 \cdot 0{,}1 \cdot 1{,}17 = 6250 \text{ кгс};$$

величина максимального сближения сопряженных поверхностей при внецентренном нагружении:

без раскрытия стыка

(2.3)

$$y_1 = \omega q_{1max};$$

$$q_{1max} = \frac{F_{i_{on}}}{S_{\varphi_1}} = \frac{1{,}24 \cdot 10^4}{6} = 2 \cdot 10^3 \text{ кгс/см}^2;$$

$F_{i_{on}} = F_1 = 1{,}24 \cdot 10^4$ кгс;

$S_{\varphi_1} = 6$ см^2 (по табл. 2.1)

$\omega = 0{,}3 \div 0{,}8 \frac{\text{мк} \cdot \text{см}^2}{\text{кгс}}$ (по З.М.Левиной и Д.Н.Решетову [13]);

$$y_1 = 0{,}3 \cdot 2 \cdot 10^3 = 600 \text{ мк};$$

с частичным раскрытием стыка y_2

(2.3)

$$y_2 = \omega q_{2max};$$

$$q_{2max} = \frac{F_1}{S_{\varphi_2}} = \frac{1{,}24 \cdot 10^4}{3} = 4 \cdot 10^3 \text{ кгс/см}^2;$$

$$S_{\varphi_2} = 3 \text{ см}^2;$$

$$y_2 = 0{,}3 \cdot 4 \cdot 10^3 = 1200 \text{ мк}.$$

Расчет цилиндрической направляющей

Определение диаметра направляющей, исходя из конструктивных зазоров между направляющей и захватом:

(3.3)

$$D = \sqrt{\frac{\delta_з^2}{4} + \frac{F_{i_{оп}} E \delta_з}{L'_{оп}\left(\frac{[\sigma_{сж}]}{0{,}591}\right)^2}} - \frac{\delta_з}{2} \text{ мм},$$

где $\delta_з$ – конструктивный зазор в существующих сопряжениях захватов и направляющих; $\delta_з$ = 10 мм;

E = 2,15·10^4 кгс/мм^2;

$[\sigma_{сж}] = [\sigma_к] = 22HB \approx 4100$ кгс/см^2 (сталь БРКСП улучшенная; $HB_{ср} \approx 186$ ед.);

$L'_{оп}$ – длина захвата; $L'_{оп}$ = 200 мм;

$F_{i_{оп}} = F_1$ величина наиболее нагруженной первой опоры; $F_{i_{оп}}$ = = 1,24·10^4 кгс;

$$D = \sqrt{\frac{10^2}{4} + \frac{1{,}24\cdot10^4\cdot2{,}15\cdot10^4\cdot10}{200\left(\frac{41}{0{,}591}\right)^2}} - \frac{10}{2} \approx 50 \text{ мм}.$$

Определение величины контактных напряжений в цилиндрической направляющей с учетом номинальной площади контакта

(3.1)

$$q_{max} = 0{,}591\sqrt{\rho E \frac{D_1 - D_2}{D_1 D_2}};$$

$$\rho = \frac{F_1}{L'_{оп}} = \frac{1{,}24\cdot10^4}{200} = 62 \text{ кгс/мм};$$

D_1 = 50 мм; D_2 = 60 мм;

$$q_{max} = 0{,}591\sqrt{62\cdot2{,}15\cdot10^4\ \frac{10}{50\cdot60}} = 41 \text{ кгс/мм}^2;$$

$$q_{max} = 4100 \text{ кгс/см}^2 = [\sigma_{сж}].$$

Расчет нагрузок на единичный порог между рештаками

При действии статических нагрузок и инерционных сил (4.I); (4.3); (4.4)

$$\Delta T_{об} = \Delta T_{ст} + \Delta T_{ин} ;$$

$$\Delta T_{ст} = f_{тр} T_к \operatorname{tg} \alpha_п ;$$

$f_{тр}$ = 0,4÷0,6 (сухое трение металла о металл; явление строгания порога или лыжи). Натяжение цепи комбайна $T_к$ = I400÷I500 кгс (из экспериментальных исследований движения холостого хода комбайна типа 2К-52);

$\alpha_{пз}$ = I9° (из табл. 4.I);

$h_п$ = 8 мм;

$R_{лз}$ = I50 мм (радиус скругления забойной лыжи комбайна);

$R_{лзб.}$ = I8 мм (радиус скругления завальной лыжи);

$\alpha_{пзб.}$ = 45° ;

$G_к$ = I4000 кгс;

g = 9,8I м/с^2;

$\ddot{x}$ = -0,7 м/с^2;

$$\Delta T_{ст} = 0,6 \cdot I400 \cdot 0,34 = 286 \text{ кгс};$$

$$\Delta T_{ин} = \frac{G_к}{g} \ddot{x};$$

$$\Delta T_{ин} = \frac{I4000}{9,8I} \cdot 0,7 = 995 \text{ кгс};$$

$$\Delta T_{об} = 286 + 995 = I28I \text{ кгс};$$

$$\Delta T'_{ст} = f_{тр} T_к \operatorname{tg} \alpha_{пзв} = 0,6 \cdot I400 \cdot I = 840 \text{ кгс}.$$

Тогда $\Delta T'_{об} = 840 + 995 = I835$ кгс;

$$T_{кп} = T_к + \Delta T_{об} = I400 + I28I = 268I \text{ кгс};$$

$$T'_{кп} = T_к + \Delta T'_{об} = I400 + I835 = 3235 \text{ кгс}.$$

Расчет реактивных нагрузок на направляющие от захватов комбайна

На призматическую (Г-образную), расположенную с завальной стороны става при наклоне корпуса комбайна в сторону завала

(5.I)

$$N' = F_2 \frac{\ell}{\ell_1};$$

F_2 = I,II·I0^3 кгс;

ℓ = 530 мм; ℓ_1 = I75 мм;

$$N' = \text{I,II}\cdot\text{I0}^3 \cdot \frac{530}{175} = 3{,}36\cdot\text{I0}^3 \text{ кгс};$$

на призматическую направляющую и кронштейн навесного оборудования

(5.5)

$$N_н = N' \text{ (см. п. 5.I–б)};$$

$$N_{кр} = \frac{F_2 \ell}{\ell + \ell_к} = \frac{\text{I,II}\cdot\text{I0}^3 \cdot 530}{530 + 200} = 800 \text{ кгс};$$

$\ell_к$ = 200 мм;

$$T = f_{тр} F_1 \left(\frac{\ell}{\ell + \ell_1}\right);$$

$$T = 0{,}3\cdot\text{I,24}\cdot\text{I0}^4 \left(\frac{530}{530+\text{I25}}\right) = 3\cdot\text{I0}^3 \text{ кгс};$$

на призматические направляющие с двух сторон става:

при наклоне корпуса комбайна в сторону забоя или завала (5.I), (5.3);

при подъеме двух опор, находящихся на одном рештаке (5.8), (5.9).

При кренах корпуса комбайна в сторону забоя или завала величины реакций аналогичны п. 5.I.

При подъеме двух опор и заклинивании захватов в направляющих имеем:

$$N_1' = \frac{F_1 \ell_4 + F_2 (\ell + \ell_4)}{\ell + 2\ell_1 - 0{,}5a};$$

$$N_2' = \frac{F_1 (\ell + 3\ell_1 - a) + F_2 \ell_1}{\ell + 2\ell_1 - 0{,}5a};$$

$\ell_4 = \ell_1 - 0{,}5\,a = 175 - 0{,}5 \cdot 60 = 145$ мм.

Величину F_1 примем равной F_2 из-за отсутствия данных в примере I, а также ввиду одновременного подъема опор над ставом.

Тогда получим

$$N_1 = \frac{1{,}11 \cdot 10^3 \cdot 125 + 1{,}11 \cdot 10^3 \cdot (530 + 125)}{530 + 2 \cdot 125 - 30} = 1{,}17 \cdot 10^4 \text{ кгс};$$

$$N_2 = \frac{1{,}11 \cdot 10^3 \ (530 + 3 \cdot 125 - 60) + 1{,}11 \cdot 10^3 \ 125}{530 + 2 \cdot 125 - 30} = 2 \cdot 10^4 \text{ кгс};$$

$$T_1 = f_{TP} (N_1 + N_2) = 0{,}9 \cdot 10^3 \text{ кгс};$$

определение коэффициента ξ:

(5.13)

$$\xi = \frac{T}{T_1} = \frac{3 \cdot 10^3}{0{,}9 \cdot 10^3} \approx 3{,}3.$$

ЛИТЕРАТУРА

1. ОСТ 24.070.06. Машины очистные. Комбайны. Выбор спектров эксплуатационной нагруженности трансмиссий. Методика. МТЭ и ТМ, 1969.

2. ОСТ 12.47.001-73. Машины очистные. Комбайны. Выбор параметров и расчет сил резания и подачи на исполнительных органах. Методика. М., МТЭ и ТМ, 1973.

3. Туяхов Л. С. Исследование и моделирование динамической нагруженности режущего инструмента и барабанных (шнековых) исполнительных органов угольных комбайнов. Автореферат кандидатской диссертации. М., МГД им. А.А. Скочинского, 1974.

4. Красников Ю. Д. Исследование формирования нагрузок в элементах горных выемочных машин. Докторская диссертация. МГИ, 1969.

5. Соболь И. М. Многомерные квадратные формулы Хаара. М., "Наука", 1969.

6. Крагельский И. В., Виноградова И. Э. Коэффициенты трения. М., Машгиз, 1962.

7. Демкин Н. Б. Контактирование шероховатых поверхностей. М., "Наука", 1970.

8. Рыжов Э. В. Контактная жесткость деталей машин. М., "Машиностроение", 1966.

9. Исследование нагрузок, действующих на став забойного передвижного конвейера при работе выемочных комбайнов. Отчет, арх. № Б383195. Научный фонд ИГД им.А.А.Скочинского, 1974.

10. Маковеев В. И. О контактной жесткости направляющих забойного конвейера. - В сб. "Разработка средств механизации и автоматизации горных работ" (научные сообщения, вып. 128). М., ИГД им.А.А.Скочинского, 1975.

11. Александров Е. В., Соколинский В. Б. Прикладная теория соударения стержней с торцами произвольной формы. М., ИГД им.А.А.Скочинского, 1964.

12. Маковеев В. И. Выбор типа направляющих для выемочных комбайнов, устанавливаемых на забойном конвейере. - В сб. "Вопросы комплексной механизации и автоматизации добычи угля подземным способом и научные основы конструирования и эксплуатации горных машин" (научные сообщения, вып. 117). М., ИГД им.А.А.Скочинского, 1974.

13. Левина З. М., Решетов Д. Н. Контактная жесткость машин. М., "Машиностроение", 1971.

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

Введение 3

Расчет нагрузок в опорах выемочных машин 4

Расчет нагрузок, передаваемых опорами комбайна на верхние полки рештаков и направляющие 15

Расчет цилиндрической направляющей 20

Расчет нагрузок, передаваемых опорами комбайна на пороги между рештаками и замковые соединения 21

Расчет нагрузок, действующих на направляющие 25

Пример расчета нагрузок в опорах выемочного комбайна 1ГШ-68 31

Пример расчета нагрузок на элементы рештачного става конвейера СПМ87ДН, передаваемых опорами комбайна 1ГШ-68 37

Литература 43

МЕТОДИКА РАСЧЕТА НАГРУЗОК НА ЭЛЕМЕНТЫ РЕШТАЧНОГО СТАВА, ФОРМИРУЮЩИХСЯ В ОПОРАХ ВЫЕМОЧНОГО КОМБАЙНА

Редактор И.А.Дружкова
Технический редактор Н.В.Власова

Т-07051 Тираж 600 Цена 22 коп. Изд. № 7689 Заказ № 229

Типография Института горного дела им.А.А.Скочинского
5,0 уч.-изд.л. Подписано к печати 6/IУ 1976 г.

gost.e-ecolog.ru