

INTERNATIONAL CONFERENCE: DYNAMICS OF MINING MACHINES
DYNAMACH '89

Владимир БЛОХИН

Институт горного дела ДВО АН СССР - Хабаровск

РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКИХ ЯВЛЕНИЙ В КОРОТКИХ ДЕТАЛЯХ
СЛОЖНОЙ ФОРМЫ ГОРНЫХ МАШИН

Резюме. В настоящее время динамическая напряженность деталей горных машин продолжает интересоваться и практику, и теорию, так как в машиностроении широко применяются короткие детали сложной формы, в процессе эксплуатации воспринимающие ударные нагрузки.

Для обсуждения предлагается метод расчета, позволяющий находить значения динамических нагрузок, возникающих при соударении коротких тел, распределение максимальных напряжений по зонам концентрации напряжений и по сечениям внутри конструкции при различных схемах приложения внешних сил, производить анализ циклической стойкости и напряженных состояний контактных поверхностей в зоне соприкосновения соударяемых деталей.

Метод расчета позволяет проанализировать конструктивные приемы повышения прочности деталей при действии ударных нагрузок путем оптимизации распределения напряжений, которая достигается: перераспределением напряжений по конструкции, снижением их абсолютного значения и уменьшением общей неравномерности распределения напряжений.

В качестве короткого тела сложной формы принимается тело (деталь), обладающее соизмеримыми в продольной и поперечной плоскостях линейными размерами и соизмеримыми изменениями площадей поперечных сечений в продольном направлении. Под ударом понимается механический процесс, возникающий при столкновении 2-х деталей, продолжительность которого меньше продолжительности периода самых малых собственных колебаний соударяющихся деталей.

Различные горные машины и механизмы в большинстве своем состоят из однородных по служебным функциям деталей, являющихся основой ударной системы "ударник - инструмент - среда". Здесь ударник - деталь, генерирующая ударный импульс в системе; инструмент - деталь, передающая ударные нагрузки среде и воздействующая на нее за счет приложенного ударного импульса; среда - горная порода, металлическое основание и др., поглощающие ударные нагрузки, генерируемые в системе.

Напряженное состояние деталей системы в каждом случае определяется конструктивным их исполнением и функциональным назначением системы в горной машине. В эксплуатационных условиях скорости приложения ударного импульса в существующих горных машинах, как правило, не превышает (10 - 20) м/с. В машинах ударного действия инструмент является промежуточной деталью (с точки зрения передачи ударного импульса) в системе. Он трансформирует ударный импульс, приложенный к хвостовику инструмента, и взаимодействует со средой производя заданный технологический процесс, т.е. одновременно инструмент является и исполнительным элементом. Естественно, что от формы инструмента, способности его передать ударный импульс зависит и напряженное состояние деталей ударной системы и ее эффективность в целом при выполнении заданного технологического процесса. Однако общепризнанного метода инженерного расчета инструментов, имеющих небольшие линейные размеры (соизмеримые во всех направлениях координатных осей) и сложную конфигурацию, до последнего времени не создано. Вся трудность изучения динамических явлений, возникающих в этом случае в деталях ударной системы, и математического их описания заключается в сложности явлений, происходящих при прохождении и отражении прямых и обратных импульсов в коротком теле. В инженерной практике, как правило, оценка напряжений в соударяемых коротких телах осуществляется с использованием положений теории плоских сечений. Динамические нагрузки при этом находятся с использованием зависимостей энергетической теории.

С учетом изложенного и разработан метод инженерного расчета динамической напряженности коротких деталей (применительно к ударным буровым машинам), позволяющий определять значения динамической нагрузки как в зоне контакта, так и по сечениям включая зоны концентрации напряжений; напряженно-деформированное состояние деталей ударной системы как по сечениям, так и по зонам концентрации напряжений, а также в армировке и зоне пайки армировки в инструменте.

1. Расчет динамических нагрузок. Для анализа динамических явлений в деталях ударной системы, оценки их напряженно-деформированного состояния и эффективности воздействия инструмента на среду получены зависимости, позволяющие находить значения динамических нагрузок как по зонам контакта P инструмента с ударником и средой $P_{оп}$, так и по его сечениям $P_{т}$. Для расчета динамических нагрузок рассмотрены два метода: приближенный (качественная оценка величины динамических сил) и уточненный (исследование напряженно-деформированного состояния соударяющихся тел).

Приближенный метод разработан: 1) с использованием положений теории Герца. В качестве допущения принято условие, что в процессе соударения связь между контактным давлением и местным сжа-

тием при учете местных деформаций соприкасающихся поверхностей, остается такой же как и при статическом нагружении. Для нахождения P использованы следующие соотношения:

$$P = \kappa a^{3/2} \quad \text{или} \quad P_{\max} = \kappa \left(\frac{5}{4} \frac{m V_0^2}{\kappa} \right)^{3/5},$$

где κ - коэффициент, зависящий от геометрии зон контакта ударника и инструмента (торцевая жесткость соударяющихся поверхностей),

$$\kappa = \frac{2}{3(1-\mu^2)} E \sqrt{\frac{R_y R_k}{R_y + R_k}} \quad \text{и} \quad \kappa = \frac{2}{3} \frac{E}{1-\mu^2} \sqrt{R};$$

E - модуль упругости; μ - коэффициент Пуассона; R_y и R_k - радиусы закруглений торцов ударника и инструмента; a - сближение соударяемых тел, обусловленное их местным упругим смятием, $a_{\max} = (1,25 m V_0^2 \kappa^{-1})^{2/5}$; m - приведенная масса соударяемых тел, $m = m_y m_k (m_y + m_k)^{-1}$; V_0 - начальная скорость соударения ударника с инструментом, $V_0 = da/dt$;

2) с использованием положений теории классической механики. В качестве допущения принято - кинетическая энергия ударника за время действия ударного импульса переходит в потенциальную энергию сформированного инструмента. Для расчета динамических нагрузок получены зависимости:

$$P_{\max} = \sqrt{\frac{m_y m_k}{(m_y + m_k)(\delta + \frac{L^2}{3m_k c^2})}}; \quad P_{\text{он}} = C V_0 m_k \sqrt{\frac{3}{L^2 + 3\delta_n m_k c^2}},$$

где δ и δ_n - коэффициент местной податливости в зоне контакта ударника с инструментом со средней; L - длина инструмента; C - скорость распространения упругих деформаций в инструменте.

Уточненный метод расчета осуществляется: 1) по теории волновых процессов (в качестве допущения принято условие - при соударении упругих тел в зоне контакта имеет место линейная зависимость контактной силы от сближения соударяющихся тел. Сближение определяется значениями местной податливости контактирующих зон).

В этом случае решение дифференциального уравнения движения инструмента при продольном ударе

$$\partial W^2 / \partial x^2 - c^{-2} \partial^2 W / \partial t^2 = 0$$

выполнено методом Даламбера с использованием разрывных функций типа $W(x, t) = f(ct - x) + \varphi(ct + x)$, где W - осевое смещение произвольного сечения инструмента; t - время; f и φ - функции; x - текущая координата, $x_{\max} = L$.

Расчетные уравнения для определения динамических нагрузок получены в следующем виде:

$$\text{при } 0 \leq t \leq \frac{2L}{c} \quad P(t) = \frac{V_0}{\lambda \delta} e^{-\epsilon t} \sin \lambda t; \quad P_{\text{он}}(t) = \frac{m_y V_0 C}{L} (1 - e^{-2\epsilon t});$$

$$\text{при } \frac{2L}{c} \leq t \leq \frac{4L}{c} \quad P(t) = B \left\{ e^{-\beta t} \sin \lambda t + 2 \frac{\beta}{\lambda} e^{-\beta N} \left[\left(\lambda N - \frac{\beta}{\lambda} \right) \sin \lambda N + \beta N \cos \lambda N \right] \right\}; \quad P_{\text{оп}}(t) = \frac{m_y V_0 c}{L} \left[1 - e^{-2\beta_0 t} + 2(2\beta_0 N e^{-2\beta_0 N} + e^{-2\beta_0 N} - 1) \right];$$

$$\text{при } \frac{4L}{c} \leq t \leq \frac{6L}{c} \quad P(t) = B \left\{ z + S e^{-\beta N} \left[\left(\lambda N - \frac{S}{2} \right) \sin \lambda N + \beta N \cos \lambda N \right] - S e^{-\beta N_1} \left[\left(\lambda N_1 - \frac{S}{2} \right) \sin \lambda N_1 + \beta N_1 \cos \lambda N_1 \right] + R_0 \right\},$$

$$\text{где } \lambda^2 = \frac{1}{\delta m_y} - \beta^2; \quad 2\beta = \frac{L}{\delta m_{\kappa c}}; \quad 2\beta_0 = \frac{L}{\delta(m_y + m_{\kappa})c};$$

$$B = \frac{V_0}{\lambda \delta}; \quad N = t - \frac{2L}{c}; \quad z = e^{-\beta t} \sin \lambda t;$$

$$S = \frac{2\beta}{\lambda}; \quad R_0 = 2N_1 \frac{\beta^2}{\lambda^2} e^{-\beta N_1} \left\{ \left[\frac{3\beta^2 + \lambda^2}{\lambda^2 N_1} - 2\beta + (\lambda^2 + \beta^2) N_1 \right] \cdot \sin \lambda N_1 + \left(2\beta \lambda N_1 - \frac{3\beta^2 + \lambda^2}{\lambda^2} \right) \cos \lambda N_1 \right\};$$

$$N_1 = t - \frac{4L}{c}.$$

2) с использованием графоаналитического метода. В этом случае для решения дифференциальных уравнений движения инструмента и ударника используется метод характеристик Даламбера. Графоаналитический метод проще и нагляден, он позволяет получить значения динамических сил P и $P_{\text{оп}}$ практически в любом сечении инструмента L в любой интервал времени t . Кроме того, с его использованием можно выполнить силовой и энергетический анализ воздействия инструмента на среду при прохождении ударного импульса.

Для совместного графического решения уравнений движения инструмента и ударника при их контактировании в процессе соударения использованы уравнения состояния ударника и инструмента в момент времени t и $(t + t_1)$:

$$P_{(t+t_1)} + P_t = \frac{2m_y}{\Delta t} (V_{(t+t_1)} - V_t); \quad P_{(t+t_1)} - P_t = \frac{\Delta t}{2\delta} \left[(V_y - V_{\kappa})_{(t+t_1)} + (V_y - V_{\kappa})_t \right].$$

На рис. I представлены результаты графоаналитического расчета динамического нагружения инструмента ступенчатой формы: распределение динамических нагрузок (a - диаграмма P, V) распространение упругих волн (b - диаграмма t, x), ударный импульс на хвос-

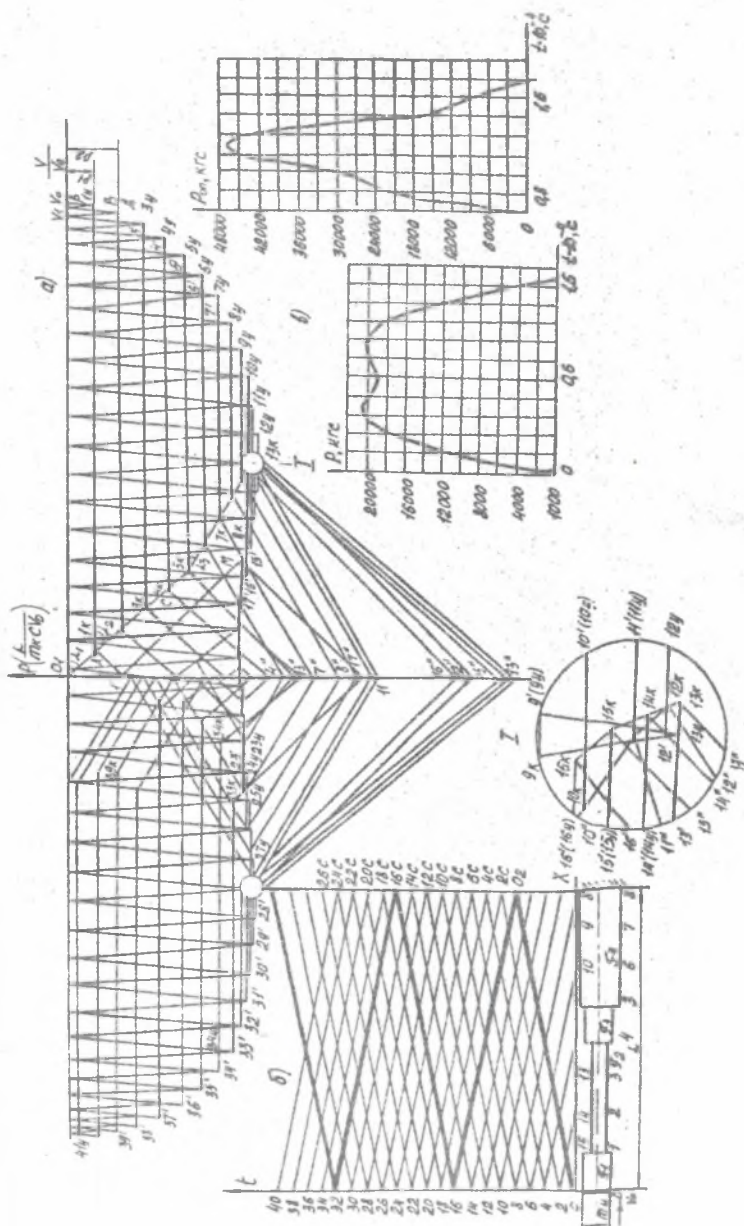


Рис. 1. Расчет динамических явлений в ударном инструменте ступенчатой формы

товике инструмента и в зоне контакта со сферой (в - диаграммы Р и Р_{оп} в координатах Р и t).

2. Расчет напряженно-деформированного состояния корпусов инструмента. Для характеристики работоспособности инструмента и анализа напряжений, действующих по любым его сечениям, использована теория неплоских (шаровых) сечений Верховского. Основа которой заключается в следующем - под действием внешних сил два близлежащих сечения корпуса инструмента перемещаются поступательно или поворачиваются относительно друг друга сохраняя свою первоначальную форму. Предлагаемый метод расчета позволяет находить положение сечений с максимальной величиной действующих напряжений σ , распределение напряжений как по зонам концентрации σ , так и по сечениям при приложении осевой и эксцентричной нагрузок. Решения подобных задач до настоящего времени вызывали большие затруднения. Метод расчета разработан применительно к осесимметричным и асимметричным конструкциям корпусов. Рассмотрен также случай расчета корпуса с тангенциальным односторонним шпоночным пазом.

1) Применительно к осесимметричной конструкции инструмента получены следующие зависимости для определения:

максимального главного напряжения в наиболее нагруженной точке контура сопряжения поверхностей

$$\sigma_{\max} = P \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha (2 \pi y^2 F)^{-1} (1 \pm F);$$

главного напряжения в любой точке шаровой части плоско-шарового сечения, проведенного через наиболее нагруженную зону сопряжения поверхностей в инструменте,

$$\sigma = P \sin^2 \alpha \cos \beta (1 \pm F) [2 \pi y^2 F (a_1 + a_2 \cos \beta)]^{-1};$$

главного напряжения в плоской части плоско-шарового сечения

$$\sigma_n = P \sin^2 \alpha (1 \pm F) [2 \pi y^2 F (a_1 + a_2 \cos \gamma) \cos \gamma]^{-1};$$

коэффициента концентрации напряжений с учетом σ_{\max}

$$K_\sigma = d^2 \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha (1 \pm F) (8 y^2 F)^{-1},$$

где Р - динамическая нагрузка, приложенная к хвостовику инструмента; α - угловая координата точки, принятой за начало сечения (угол наклона касательной к наиболее нагруженной точке сопряжения поверхностей в инструменте); $y = r \sin \alpha$; r - радиус шаровой части сечения; F - характеристика сечения,

$$F = \frac{a_1^2}{a_2^2} \ln \left[(a_1 + a_2 \cos \gamma) \cos \alpha + \frac{1}{2a_2} (\sin^2 \alpha - \sin^2 \gamma) - \frac{a_1}{a_2} (\cos \gamma - \cos \alpha) + \sin^2 \gamma / (2(a_1 + a_2 \cos \gamma) \cos \gamma) \right];$$

F - коэффициент, характеризующий место приложения эксцентричной

нагрузки; β - текущее значение угловой координаты в шаровой части сечения;

$$a_1 = \frac{1}{\cos \alpha} - \frac{\gamma}{R \sin^2 \alpha} ; a_2 = \frac{\gamma}{R \sin^2 \alpha \cos \alpha} ;$$

R - радиус сопряжения поверхностей в инструменте; γ - текущее значение угловой координаты в плоской части сечения; d - диаметр хвостовика инструмента.

2) Инструмент с тангенциальным шпоночным пазом. Коэффициент концентрации напряжений по нижнему сопряжению шпоночного паза над галтелью в хвостовике находится из соотношения

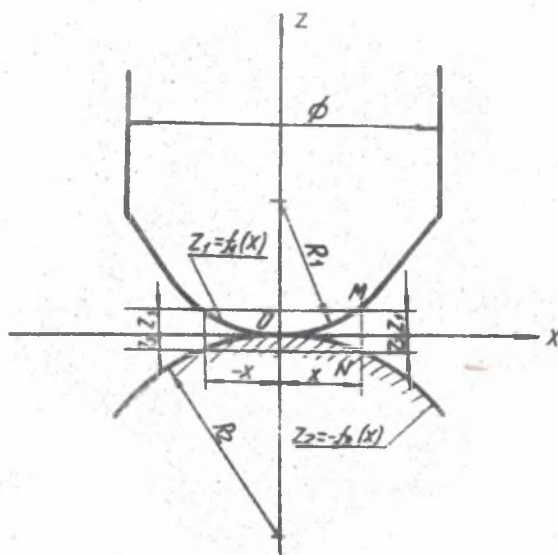
$$K_b = [2,12 + (0,053 \frac{K}{R_2})][1 - 0,006(\frac{H}{2K} - 1)] f f(\frac{K}{d}) f(\frac{R_2}{K}) f(\frac{H_1}{R_2}) ,$$

где K - глубина шпоночного паза; R_2 - радиус нижнего сопряжения шпоночного паза; H - длина шпоночного паза; f - коэффициент, учитывающий эксцентричность приложения нагрузки; $f(\frac{K}{d})$ - коэффициент конечности глубины шпоночного паза; $f(\frac{R_2}{K})$ - коэффициент геометрии шпоночного паза; $f(\frac{H_1}{R_2})$ - коэффициент влияния галтели на напряженное состояние хвостовика в зоне нижнего сопряжения шпоночного паза; H_1 - расстояние от нижнего сопряжения шпоночного паза с хвостовиком инструмента до сопряжения галтели с головной частью инструмента.

3. Расчет напряженно-деформированного состояния армирующей части инструмента. Армирование инструмента, как правило, осуществляется пайкой твердосплавных элементов. Применительно к буровому инструменту разработан метод расчета для случая взаимодействия твердосплавной армировки с упругой и упруго-пластичной средой при действии только нормальных сил и при действии нормальных и тангенциальных сил. Метод расчета позволяет определить форму и размеры контактной площадки, возникающей при упругой деформации соприкасающихся поверхностей, величину напряжений в любом сечении армировки, подверженной действию контактной деформации. Он разработан применительно к армировке, выполненной цилиндро-сферическими вставками из твердого сплава и призматическими вставками с заточкой граней. Для призматических вставок рассмотрены различные случаи контактирования со средой, возможные в процессе бурения скважин в крепких горных породах (контакт по линии или части ее, по площадке предварительного притупления лезвий, по криволинейной площадке с различными радиусами сопряжения контактирующих поверхностей).

В случае начального соприкосновения цилиндросферической армировки инструмента со средой (горной породой) в точке (фиг.2) для характеристики контактной прочности армировки рекомендуются зависимости (плоская задача):

$$p(x) = \frac{2Q}{\pi a^2} \sqrt{a^2 - x^2} ; a = \sqrt{\frac{2Qh}{R}}$$



Фиг. 2. Схема симметричного контактирования цилиндросферической вставки со средой

где $p(x)$ - контактное давление; Q - нагрузка, приложенная к инструменту; a - радиус упругой площадки контакта; x - текущее значение координаты; η - коэффициент, характеризующий упругие свойства соприкасающихся поверхностей, $\eta = \theta_1 + \theta_2$; $\theta_1 (\theta_2) = 2(1 - \mu_{1(2)}^2) / (\pi E_{1(2)})$; R - приведенный радиус соприкасающихся поверхностей в зоне контакта.

Для пространственной контактной задачи:

$$p(x, y) = \frac{3Q}{2\pi ab} \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}} \quad \text{контакт по эллипсу с}$$

полуосями a и b ;

$$p(x, y) = \frac{3Q}{2\pi a^2} \sqrt{1 - \frac{x^2 + y^2}{a^2}} \quad \text{контакт по кругу с радиусом}$$

$a = b$;

$$p(x, y) = \frac{2q}{\pi b} \sqrt{1 - \frac{y^2}{b^2}} \quad \text{контакт по площадке с поперечным раз-}$$

мером вдоль оси $y = 2b$,

где q - нагрузка, приходящаяся на единицу длины поверхности контакта.

Оценка контактной прочности призматических вставок, армирующих буровой инструмент, выполнена для различных случаев контактирования:

I) Сопряжение контактирующих поверхностей призмы по радиусу:

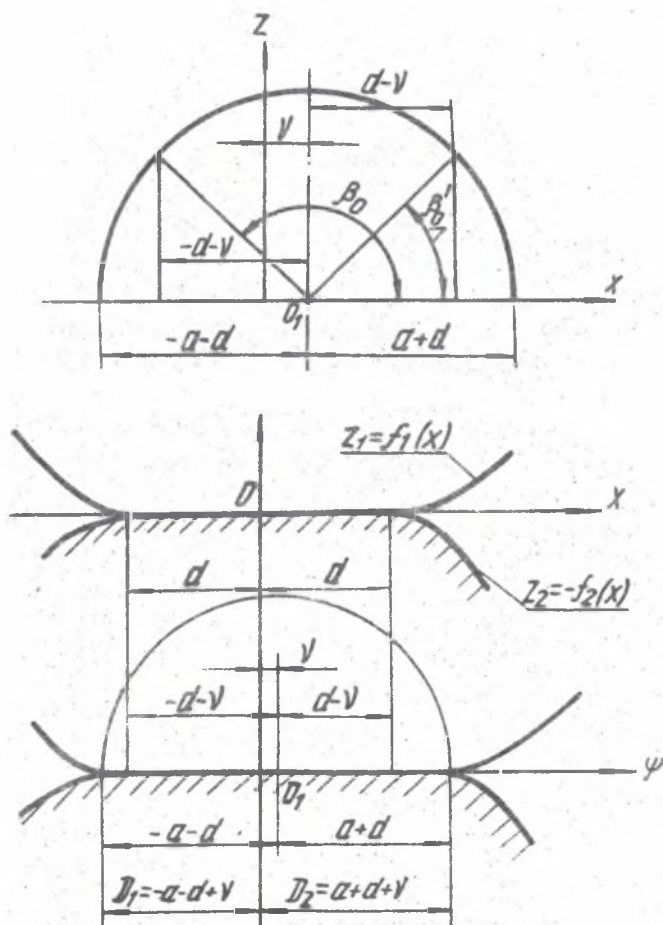
$$P(x) = \frac{2a S_n}{\pi^2 \eta} \left[\sin \alpha \left(\frac{S_n}{S_n} \beta + \pi - \beta \right) + (\cos \alpha - \cos \beta) \left(\frac{S_n}{S_n} - 1 \right) \right]$$

$$\ln \left| \frac{\sin \frac{\alpha + \beta}{2}}{\sin \frac{\alpha - \beta}{2}} \right|; \quad a = \frac{1}{\sin \beta} \sqrt{\frac{\pi G \eta}{(S_n - S_n) \operatorname{tg} \beta}}$$

где $S_n = 0,5 [f_1''(0) + f_2''(0)]$ при $x \geq 0$, $S_n = 0,5 [f_1''(0) + f_2''(0)]$ при $x \leq 0$;

$$\operatorname{tg} \beta - \beta = \frac{S_n \pi}{S_n - S_n}; \quad \cos \alpha - \cos \beta = \frac{x}{a};$$

x - текущее значение координаты.



Фиг. 3. Расчетная схема контактирования призматической армировки инструмента, имеющей площадку предварительного притупления $2d$ с разрушаемой средой:

2) Призматические вставки с острозаправленными лезвиями:

$$P(x) = -\frac{Q}{\pi a} \ln \frac{a - \sqrt{a^2 - x^2}}{|x|}; \quad a = \frac{\pi Q \eta}{2 B(x)},$$

где $B(x) = f_1(x) + f_2(x)$.

3) Призматические вставки с площадкой притупления породоразрушающих лезвий (фиг.3):

$$P(\psi) = \frac{2 S_n \sqrt{(a+d)^2 - \psi^2}}{\pi^2 \eta} \left[(\psi + \psi + d) \frac{1 + \nu^2}{(a+d)(1-\nu^2)} \ln \left| \frac{\nu - q_1}{1 - \nu q_1} \right| + \right. \\ \left. + \pi - \beta_0 + \frac{S_n}{S_n} (\psi + \psi - d) \frac{1 + \nu^2}{(a+d)(1-\nu^2)} \ln \left| \frac{1 - \nu q_2}{\nu - q_2} \right| + \frac{S_n}{S_n} \beta'_0 \right];$$

$$\sin \beta_0 + \frac{\psi + d}{a+d} (\beta_0 - \pi) - \frac{S_n}{S_n} \sin \beta'_0 - \frac{S_n}{S_n} \left(\frac{\psi - d}{a+d} \right) \beta'_0 = 0;$$

$$0,5(\beta_0 - \pi) + 0,25 \sin 2\beta_0 + \frac{\psi + d}{a+d} \sin \beta_0 - 0,5 \frac{S_n}{S_n} \beta'_0 -$$

$$- 0,25 \frac{S_n}{S_n} \sin 2\beta'_0 - \frac{S_n}{S_n} \frac{\psi - d}{a+d} \sin \beta'_0 = -\frac{\pi a \eta}{2 S_n (a+d)^2},$$

где d - полуширина начального притупления породоразрушающих лезвий;

$(a+d)$ - полуширина площадки упругого контактирования лезвия инструмента с буримой породой; ψ - смещение середины площадки упругого деформирования контактирующих поверхностей за счет их асимметрии в зоне контакта;

$$\nu = \frac{a+d}{\psi} \pm \sqrt{\left(\frac{a+d}{\psi}\right)^2 - 1}; \quad q_1 = -\frac{a+d}{d+\psi} \pm \sqrt{\left(\frac{a+d}{d+\psi}\right)^2 - 1};$$

$$q_2 = \frac{a+d}{d-\psi} \pm \sqrt{\left(\frac{a+d}{d-\psi}\right)^2 - 1}; \quad \beta_0 = \arccos\left(-\frac{d+\psi}{a+d}\right);$$

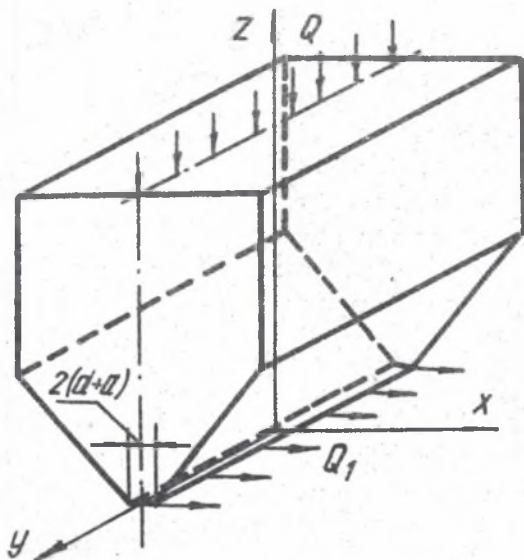
$$\beta'_0 = \arccos \frac{d-\psi}{a+d}; \quad |\nu| < 1; \quad |q_1| < 1; \quad |q_2| < 1;$$

$$0 < \beta_0 < \pi; \quad 0 < \beta'_0 < 0,5\pi.$$

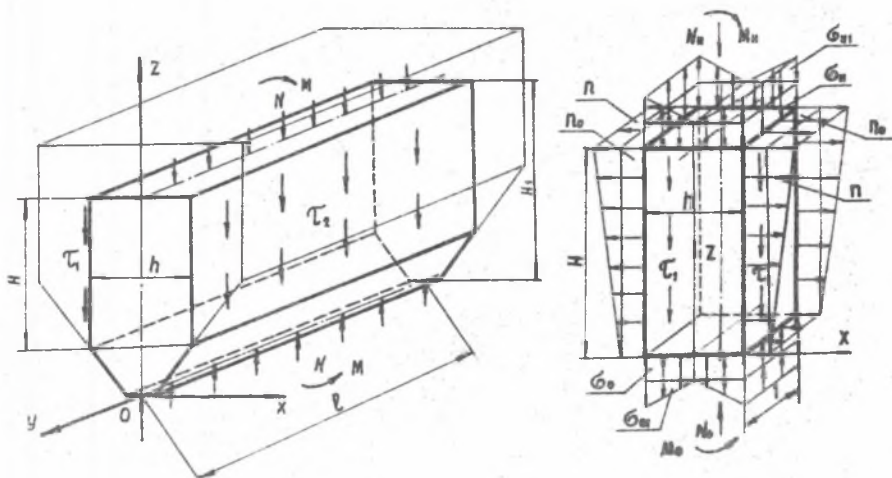
4) Нагружение призматической вставки нормальными и тангенциальными нагрузками (рис.4).

При распределении касательных нагрузок пропорционально нормальным $Q, Q^{-1} = q_{\max} \rho_{\max}^{-1} = \text{const}$ максимальные значения компонентов напряженного состояния достигают в точках $x = \pm d$ (на границе зоны контакта), где $z = y = 0$:

$$\sigma_x = 2q_{\max}; \sigma_y = 2\mu q_{\max} \text{ и } \tau_{xz} = q_{\max}.$$



Фиг. 4. Схема нагружения призматической армировки инструмента нормальными Q и тангенциальными Q_1 нагрузками



Фиг. 5. Расчетная схема напряженного состояния паяного соединения призматической армировки в ударном буровом инструменте

Оценка прочности призматических вставок, армирующих инструмент, осуществляется по величине эквивалентного напряжения:

$$\sigma_{\text{экв}}^T = f^T(\tau) N_0 \quad \text{и} \quad \sigma_{\text{экв}}^S = f^S(\tau) N_0,$$

где $f^T(\tau)$ и $f^S(\tau)$ - функции, определяющие максимальные значения эквивалентных напряжений, соответственно по теории наибольших касательных напряжений и теории формоизменения; $N_0 = \frac{S(a+d)}{\eta}$.

4. Расчет напряженно-деформированного состояния паяного соединения. Пайка инструмента обычно осуществляется латунными припоями, которые обеспечивают некоторую подвижность армировки относительно корпуса за время действия ударного импульса. Разработанный метод расчета позволяет выполнить оценку напряженного состояния паяного соединения армировки инструмента в зависимости от толщины паяного шва, его механических свойств, геометрии армировки и корпуса инструмента в зоне пайки при действии нормальных относительно армировки и касательных нагрузок. Для сопоставительных оценок работоспособности паяных соединений приняты значения срезающих напряжений, действующих в зоне паяного шва (фиг.5).

При равномерном распределении $\sigma_{\text{экв}}$ по сечению твердосплавной вставки, армирующей инструмент, принимая условие, что жесткость припоя меньше жесткости стали и твердого сплава, для определения значения касательного напряжения, действующего в припое, используется выражение

$$\tau = \sigma_{\text{экв}} \frac{h}{H} k,$$

где k - коэффициент, зависящий от геометрии паяного шва.

Для нахождения касательных и нормальных напряжений в припое при заданном напряженном состоянии вставки получены следующие уравнения:

$$\tau_2 z \left(\frac{6x}{h} - 1 \right) + \tau_1 \left(\frac{6hx}{h} - \frac{6zx}{h} - z + H \right) = \sigma_z h;$$

$$\rho_0 + \frac{\rho z}{H} = \sigma_x; \quad \tau_2 \left(\frac{x}{h} - \frac{3x^2}{h^2} + \frac{5}{4} \right) + \tau_1 \left(\frac{3x^2}{h^2} + \frac{x}{h} - \frac{5}{4} \right) = \tau_{xz}.$$

Для точек, непосредственно примыкающих к граням пластины твердого сплава, запаянной в инструмент,

$$\text{при } z=0 \text{ и } x=0,5h \quad \tau_1 = \frac{\sigma_z h}{4H}; \quad \rho_0 = \sigma_x; \quad \tau_2 = \tau_{xz};$$

$$\text{при } z=H \text{ и } x=0,5h \quad \rho_0 + \rho = \sigma_x; \quad \tau_2 = \frac{\sigma_z h}{2H} = \tau_{xz};$$

$$\text{при } z=0 \text{ и } x=-0,5h \quad \tau_1 = -\frac{\sigma_z h}{2H} = -\tau_{xz}; \quad \rho_0 = \sigma_x;$$

$$\text{при } z=H \text{ и } x=-0,5h \quad \rho_0 + \rho = \sigma_x; \quad \tau_2 = -\frac{\sigma_z h}{4H}; \quad \tau_1 = -\tau_{xz}.$$

Таблица 1

Значение динамических нагрузок в пневмоударном инструменте

Способ определения и объект исследований	Нагрузка на хвостовике $P_{max}, кгс$	Нагрузка в зоне контакта с породой $P_{оп}, кгс$	Время соударения ударника с инструментом $t, с$	Погрешность определения значений по сравнению с экспериментом, %	
				ΔP_{max}	$\Delta P_{оп}$
По теории Герца	24200	—	Аналитический метод $1,2 \cdot 10^{-4}$	10/15	—
По энергетич. теории	27200	49000	—	23/29	32/22
По волновой теории	22800	35000	$1,68 \cdot 10^{-4}$	4/9	5/13
Стержень постоянного сечения	21000	41000	Графический метод $1,61 \cdot 10^{-4}$	5/0	10/0
Натурный инструмент	21000	48000	$1,65 \cdot 10^{-4}$	5/0	30/20
Стерж. пост. сечения	22000	—	Экспериментальный метод $1,65 \cdot 10^{-4}$	—	—
Натур. ин-т	20000+22000	39000+41000	$1,45 \cdot 10^{-4}$	—	—

Примечание: В числителе приведены значения погрешности относительно исследований на стержне, а в знаменателе — на ин-те.

Таблица 2

Максимальные значения напряжений и коэффициентов их концентрации
в корпусе бурового инструмента от шпоночным пазом

Метод опре- деления	Симметричное нагружение										Эксцентричное нагружение					
	А		Б		В		В'		А		Б		В		В'	
	σ	α_c	σ	α_c	σ	α_c	σ	α_c	σ	α_c	σ	α_c	σ	α_c	σ	α_c
Расчет	2,07	-3580	1,77	-3080	1,70	-2900	1,90	-3300	3,98	-6910	5,14	-8930	10,8	-18700	4,30	+7450
Эксперимент: модель	1,91	-3320	1,80	-3130	1,80	-3130	2,08	-3620	3,94	-6800	5,22	-9000	10,8	-18700	4,43	+7700
натура	-	-	1,55	-2700	1,69	-2930	2,00	-3570	-	-	-	-	-	-	-	-

Примечание: А и Б - зоны верхнего и нижнего сопряжения шпоночного паза в хвостовике; В и В' -
- зоны сопряжения хвостовой и головной частей инструмента; значения для σ приведены в кгс/см².

Таблица 3

Сопоставление результатов исследования твердосплавной армировки ударного бурового инструмента

Метод определения	Значение контактного давления и эквивалентного напряжения, кгс/см ²		Площадь припухления 5 мм
	Без площадок припухления		
	$P_{\text{тпк}}$	$P_{\text{тпк}}$ при $R_1 = 2 \text{ мм}, R_2 = 3 \text{ мм}$	$S_{\text{жл}}$
Расчет	69000, 64000 ⁰	59000	8000 ⁺
Эксперимент	66500	56000	7500+8500 ⁺

Примечание: ⁰ - площадка припухления 0,8 мм и $R_1 = 0,15 \text{ мм}$; x - сопряжение поверхностей в зоне контакта по радиусам: $R_1 = 10 \text{ мм}$, $R_2 = 30,2 \text{ мм}$; + - пластина с $R_1 = 12 \text{ мм}$ опирается на плоскость.

OBLICZANIE ZJAWISK DYNAMICZNYCH W KRÓTKICH DETALACH O SKOMPLIKOWANYM KSZTAŁCIE URZĄDZEŃ GÓRNICZYCH

S t r e s z c z e n i e

Obecne naprężenia dynamiczne detali urządzeń górniczych są punktem zainteresowania zarówno praktyki, jak i teorii, ponieważ w budowie maszyn szeroko stosuje się krótkie detale o skomplikowanych kształtach, które w procesie eksploatacji przyjmują obciążenia udarowe. Jednak do chwili obecnej brak jest w pełni ukończonej metody inżynierskiego ich obliczenia.

Do obsługi przedstawiono metodę obliczenia pozwalającą na znajdowanie wartości obciążeń dynamicznych powstających przy zderzeniu się krótkich ciał, rozkład naprężeń maksymalnych wg obszarów koncentracji naprężeń i wg przekrojów wewnątrz konstrukcji przy różnych układach położenia sił zewnętrznych, przeprowadzanie analizy odporności okresowych i stanów naprężenia powierzchni stykowych w obszarze stykania się zderzających detali.

Metoda obliczenia pozwala przeanalizować zabiegi konstrukcyjne mające na celu podwyższenie wytrzymałości detali podczas działania obciążeń udarowych poprzez optymalizację rozkładu naprężeń, którą osiąga się dzięki zmianie rozkładu naprężeń wzdłuż konstrukcji, obniżeniu ich wartości granicznej oraz zmniejszeniu ogólnej nierównomierności rozkładu naprężeń.

DETERMINATION OF THE DYNAMIC EFFECTS IN THE COMPLEX-SHAPED SHORT ELEMENTS OF MINING EQUIPMENT

S u m m a r y

The dynamic stresses in the elements of the mining equipment are the subject of interest both theory and practice since the short, complex-shaped elements are widely used in machine design and when operating they often bear serious shock loads. However until now, no complete method of engineering calculations has been developed which could be applied to these elements.

The presented computational method allows finding the values of dynamic loads occurring when short objects collide, the distribution of the maximum stresses by the stress concentration domains and internal connections at different configurations of external forces. The method makes possible the analysis of periodic resistance as well as stress states at the contact area within the region of contact of colliding objects.

The computational method permits analysing the design operations aimed to improve the strength of the elements under shock loads by optimizing the stress distribution. This is achieved by influencing the stress distribution along the construction, decreasing the stress limiting values and by diminishing the general non-uniformity of the stress distribution.