

ВОЗМОЖНЫЙ СПОСОБ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ РЕЗЦОВ ПРОХОДЧЕСКИХ И ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ

Тангенциальные поворотные резцы в большинстве случаев выходят из строя вследствие поломки армировки, оголенной при износе державки. Предложен способ диагностирования резцов, заключающийся в контроле длины оголенной части твердосплавного стержня в целях своевременной замены износившихся резцов и недопущения работы машины в нежелательных режимах.

In course of analysis was made a conclusion that tangential rotary cutters in most cases fell out in consequence of armor breakage, bared during wearing of holder. In this connection, was offered a way of cutters diagnostication, concluding in checking length of the bare part of hardalloyed rod in purpose of the well-timed change of wearied out cutters and non-admission working machine in undesirable for itself conditions.

Как известно, резцы проходческих и очистных комбайнов работают в условиях значительных механических напряжений и интенсивного абразивного износа [1]. Поэтому в процессе эксплуатации они неизбежно выходят из строя, как правило, из-за слома твердосплавного стержня, которым армируются резцы для увеличения срока их службы. Это приводит к резкому возрастанию нагрузок на исполнительном органе, усилению динамики, снижению производительности и ресурса машины. Поэтому диагностика резцов на предмет их своевременной замены является важной практической задачей.

Принято считать [3], что срок службы резца определяется продолжительностью работы твердосплавного стержня, а работоспособность корпуса играет второстепенную роль. Однако, как показывает осмотр поломанных резцов, причиной выхода из строя является износ материала державки и оголение твердосплавного стержня. При достижении оголенной частью стержня какой-то критической величины $X_{кр}$ стержень ломается.

Предложена следующая методика расчета критической длины обнажения. На рис.1 представлена схема нагрузок, действующих на резец в процессе его работы [2].

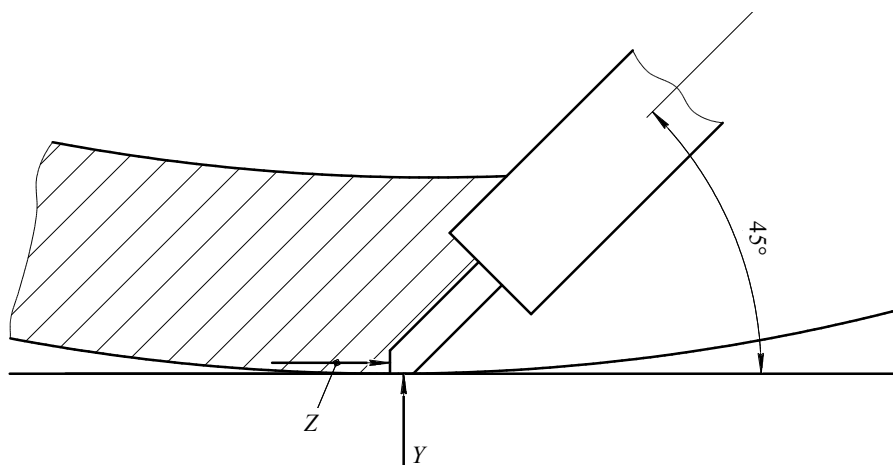


Рис.1. Схема нагрузок, действующих на резец в процессе его работы

Рассматривалась классическая схема нагружения, согласно которой результирующее реактивное усилие на резец состоит из трех взаимно перпендикулярных составляющих: усилия резания Z , подачи Y и бокового усилия отпора. Последним, вследствие его малого значения, в расчетах можно пренебречь. Полагалось, что поломка стержня резца происходит при его встрече с включениями и прослойками твердой породы. Средние силы резания и подачи на остром резце вычисляются по формуле

$$Z_0 = Y_0 = p_{\epsilon} k_{\alpha i} (0,92 + 0,01b_{\delta}) \times (0,25 + 0,018th), \quad (1)$$

где $k_{\alpha i}$ – коэффициент, учитывающий влияние угла резания; $p_{\kappa} = 44f^{1,5}$ – контактная прочность пород (при коэффициенте крепости пород f); h – средняя толщина стружки; t – средний шаг резания; b_p – расчетная ширина стружки режущей части резца.

При затуплении резца значения Z_0 , Y_0 увеличиваются и определяются согласно выражениям

$$Z = Z_0 + 0,25\mu_{\delta} p_{\epsilon} S_{\zeta}; \quad (2)$$

$$Y = Y_0 + 0,25p_{\epsilon} S_{\zeta}, \quad (3)$$

где μ_p – коэффициент сопротивления резанию; S_z – проекция площадки затупления резца по задней грани на плоскость резания.

На представленной на рис.2 эпюре моментов видно, что максимальный изгибающий момент $M_{\max}$ действует в месте начала оголения стержня. В этом сечении с большой степенью вероятности и произойдет его разрушение. Максимальный изгибающий момент вычисляется по формуле

$$M_{\max} = K_a (Y \cos 45 - Z \sin 45) X, \quad (4)$$

где K_d – коэффициент, учитывающий превышение пиковых нагрузок над средними.

В свою очередь, разрушающий изгибающий момент для твердосплавного

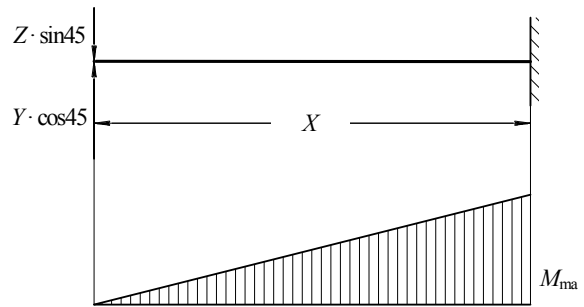


Рис.2. Схема нагрузок и эпюра изгибающего момента

стержня равен произведению его предела прочности $\sigma_{\text{изг}}$ на момент сопротивления стержня $W_{i.n}$ в опасном сечении:

$$M_{\text{доп}} = \sigma_{\text{ср}} W_{i.n}; \quad W_{i.n} = \frac{\pi d_o^3}{32}, \quad (5)$$

где $d_{\text{ш}}$ – диаметр твердосплавного стержня.

Приравняв максимальный и разрушающий моменты, получим окончательную формулу для расчета критической длины обнаженной части твердосплавного стержня:

$$X_{\text{сб}} = 0,14 \frac{\sigma_{\text{ср}} d_o^3}{K_a (Y - Z)}. \quad (6)$$

Видно, что значение $X_{\text{сб}}$ находится в прямой зависимости от предела прочности твердосплавного стержня на изгиб и его диаметра.

На рис.3 (кривая 1) представлены результаты расчетов критической длины обнажения стержня для резцов с различными диаметрами $d_{\text{ш}}$.

Кривая 2 соответствует аналогичной зависимости для длины обнаженной части стержня $X_{\text{доп}}$, меньше которой эксплуатация резца безопасна, а больше – его следует заменить. Эта зависимость получена при коэффициенте запаса, равного 1,2. Следует отметить, что для различных горно-геологических условий, в которых могут работать комбайны, необходимо рассчитывать собственные кривые для критической и безопасной длин обнажения стержня.

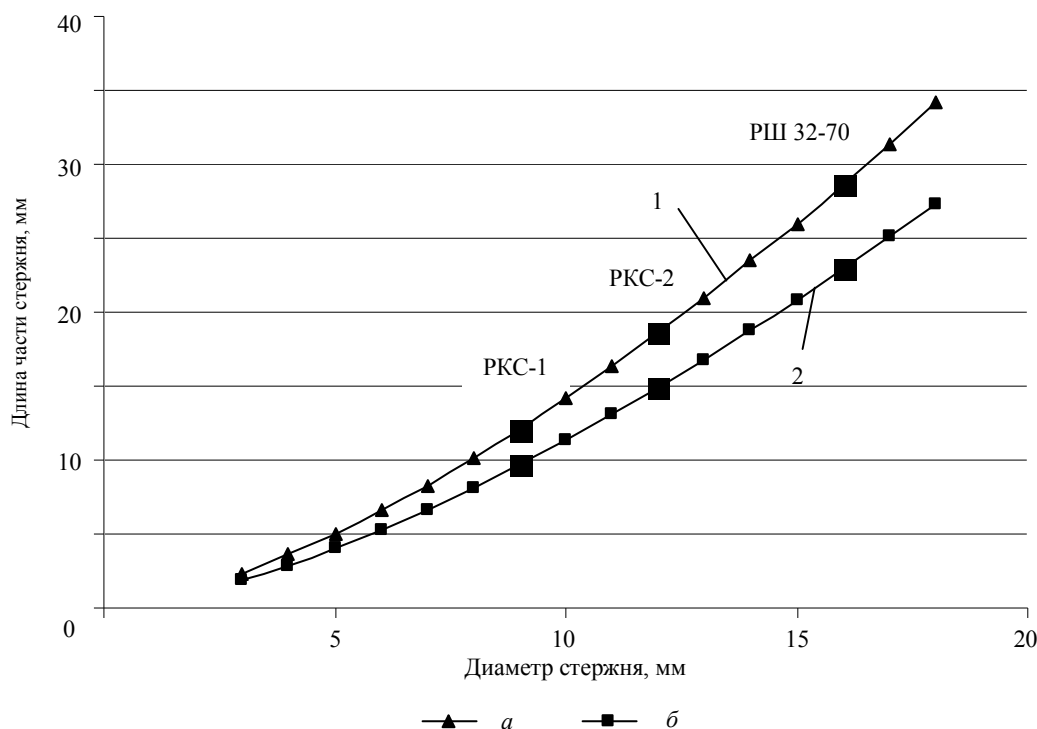


Рис.3. Результаты расчетов критической (а) и безопасной (б) длин обнажения стержня для резцов с различными диаметрами $d_{ш}$

Предлагаемый способ диагностирования заключается в том, что все резцы исполнительного органа проходческих и очистных комбайнов необходимо подвергать периодическому освидетельствованию с замером длины обнаженной части армирующего стержня; при превышении его допустимого уровня $X_{доп}$ резец следует заменить. Помимо замеров возможен другой способ, при котором контроль величины износа материала корпуса резца и, как следствие, величины обнажения твердосплавного стержня осуществляется по засечкам, нанесенным на корпус резца.

Выводы

1. Проанализированы причины выхода из строя резцов проходческих и очистных комбайнов.

2. Предложен способ расчета критической длины обнаженной части твердосплавного стержня.

3. Для резцов с различными диаметрами твердосплавного стержня рассчитаны значения критической и безопасной длин обнажения.

4. Предложен способ диагностирования, заключающийся в периодическом освидетельствовании резцов с определением обнаженной длины стержня в целях своевременной замены износившихся резцов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кративин М.Г. Горные инструменты / М.Г.Кративин, И.Я.Раков, Н.И.Сысоев. М.: Недра, 1990. 256 с.
2. Позин Е.З. Разрушение углей выемочными машинами / Е.З.Позин, В.З.Меламед, В.В.Тон. М.: Недра, 1984. 228 с.
3. Тененбаум М.М. Износостойкость деталей и долговечность горных машин / ГНТИЛ ГД. М., 1960. 246 с.

Научный руководитель д-р т. н. проф. В.И.Болобов