

УДК 669:62-78

Артюх В.Г.

О ВЫКЛЮЧАЮЩИХ НАГРУЗКАХ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

В статье показано, что проектирование предохранителей для металлургических машин должно начинаться с установления коэффициента запаса прочности для защищаемой машины и выбора типа предохранителя с коэффициентом запаса, меньшим, чем у защищаемой машины. Приведен анализ различных предохранителей по показателю «требуемый запас прочности»; выделены предохранители с наилучшими и наихудшими показателями.

Величина выключающей нагрузки является одной из основных характеристик предохранительного устройства (ПУ), т.к. от неё зависит как эффективность, так и экономичность защиты, т.е. её основные показатели [1]. Очень важно установить оптимальное соотношение между технологическими, выключающими и разрушающими нагрузками для данной машины. Здесь и в дальнейшем под *технологическими* нагрузками будем понимать нагрузки, необходимые для выполнения запланированной полезной работы. Под *выключающей* нагрузкой понимается обобщённая нагрузка (сила или момент), при которой срабатывает ПУ. *Разрушающая* нагрузка разрушает самое слабое звено машины.

Технологические нагрузки рассчитываются и устанавливаются технологами (например, для клетки прокатного стана - по принятым режимам обжатий). Разрушающие нагрузки определяются проектировщиками. Они могут меняться в широких пределах при реконструкции (усилении) слабого звена узла или машины и целиком зависят от механослужб. Разброс параметров деталей также даёт отклонения величины разрушающей нагрузки. Кроме того, со временем разрушающие нагрузки могут изменяться (уменьшаться) в связи с накоплением в слабых деталях усталостных повреждений. Это уменьшение может достигать 50...80% от первоначальной величины [2]. Аналогичные изменения могут происходить и с выключающей нагрузкой.

Упомянутые нагрузки взаимосвязаны, соотношения между этими нагрузками должны быть выдержаны в определённых пределах. Так, для нормальной работы любой машины (даже не имеющей в своём составе ПУ) нужно, чтобы максимальная технологическая нагрузка была меньше разрушающей (для самой слабой детали), т.е. должно выполняться условие:

$$P_{техн}^{max} < P_{разр} \quad (1)$$

В противном случае работа машины станет невозможной.

Требуемое соотношение между этими нагрузками может быть представлено в виде:

$$P_{разр} = P_{техн}^{max} \cdot K_m \quad (2)$$

где $K_m > 1,0$ - требуемый коэффициент запаса разовой прочности машины.

Чем больше величина K_m , тем надёжнее будет работать машина, т.е. меньше будет поломок и больше резервов для повышения производительности. Вместе с тем увеличение коэффициента запаса прочности ограничивается габаритами деталей и узлов машины, поэтому реальные значения величин K_m для металлургических машин не столь велики, как хотелось бы, и находятся (по опытным данным) в пределах:

$$2,0 \leq K_m \leq 6,0 \quad (3)$$

Для каждой конкретной машины точное значение K_m можно получить расчётом по формулам сопротивления материалов. Больших значений K_m достичь трудно из-за проблем с размерами деталей и стремления повысить производительность машины.

Если в машине установлено ПУ с выключающей нагрузкой P^* , то должно выполняться условие:

$$P_{\text{техн}}^{\text{max}} < P^* < P_{\text{разр}} \quad (4)$$

Введём коэффициенты

$$K_1 = \frac{P^*}{P_{\text{техн}}^{\text{max}}}; K_2 = \frac{P_{\text{разр}}}{P^*} \quad (5)$$

По смыслу это требуемые коэффициенты запаса, которые формируют коэффициент K , необходимый для установки и нормальной работы данного предохранителя:

$$K = K_1 \cdot K_2, \quad (6)$$

причём

$$K_1 > 1,0; K_2 > 1,0. \quad (7)$$

Основной вопрос, возникающий при разработке системы защиты, – это выбор типа предохранителя и величины P^* , исходя из условия:

$$K \leq K_m \quad (8)$$

Фактически это означает подбор предохранителя по требуемым значениям K_1 и K_2 (составляющие которых назначаются на основе испытаний и опыта эксплуатации различных типов ПУ) и выбор величины P^* в промежутке между $P_{\text{техн}}^{\text{max}}$ и $P_{\text{разр}}$. Проектирование ПУ должно начинаться с установления коэффициента запаса прочности для защищаемой машины и выбора типа предохранителя с требуемым коэффициентом запаса, меньшим, чем у защищаемой машины. Чем меньше K , тем универсальнее конструкция ПУ.

Выбирать величину K_1 нужно исходя из того, чтобы при изменениях величин $P_{\text{техн}}^{\text{max}}$ и P^* со временем не было нарушено условие:

$$P^* > P_{\text{техн}}^{\text{max}} \quad (9)$$

Рассмотрим более подробно возможные изменения величины P^* . Можно выделить две группы причин такого изменения. Первая группа причин связана с разбросом геометрических параметров ПУ, т.е. со случайными факторами. Величина этого разброса самым существенным образом зависит от типа ПУ. Так, например, для ПУ с РЭ (брешшпиндели, срезные пальцы муфт предельного момента, разрывные болты предохранительных коробок) она составляет 5...30% [3]. Эту величину можно уменьшить, повысив точность изготовления РЭ и других деталей ПУ [3]. Для экструзионных предохранителей разброс значений P^* связан как с внутренним трением материала-заполнителя, так и с внешним трением экструдированного материала о стенки фильеры. Поскольку коэффициент трения сильно зависит от внешних условий, то для этих ПУ разброс усилия P^* может составлять 10...30%. Этот разброс следует считать максимальным для ПУ [4]. Вторая группа причин – изменение P^* во времени. Уменьшение величины P^* со временем может происходить в предохранителях различной конструкции. Прежде всего это касается ПУ с РЭ. В разрушаемых элементах накапливаются усталостные повреждения, поэтому величина P^* постепенно снижается. Величина уменьшения P^* зависит от характеристики цикла, уровня (спектра) напряжений в РЭ, концентрации напряжений, масштабного эффекта и состояния поверхности [5]. Выключающая нагрузка может в этом случае уменьшиться со временем в 2...4 раза. Подтверждением этому являются многочисленные случаи усталостного разрушения РЭ при нормальных технологических нагрузках и значениях $K_1 = 2,0...2,5$; например, усталостные разрушения брешшпинделей на пилигримовых станах.

Уменьшение P^* со временем может происходить и в пружинных предохранителях автоматического типа, если предварительно напряжённый упругий элемент изготовлен из эластомера, например, полиуретана. В этом случае в упругом элементе происходит релаксация усилия предварительной затяжки. Процесс этот происходит даже при отсутствии внешних нагрузок, действующих на предохранитель. Степень релаксации зависит от типа эластомера, напряжённого состояния и времени пребывания упругого элемента под нагрузкой. Снижение выключающего усилия может достигать величины 15...30%.

Отмеченное выше позволяет оценить требуемую величину коэффициента K_1 и представить этот коэффициент в виде произведения трёх параметров:

$$K_1 = K_c^- \cdot K_1^- \cdot K_{\text{техн}}^+ \quad (10)$$

где K_c^- – требуемый коэффициент запаса, учитывающий возможное уменьшение P^* от случайных отклонений параметров ПУ.

$$1,00 \leq K_c^- \leq 1,30; \quad (11)$$

K_l^- – требуемый коэффициент запаса для компенсации временных изменений (уменьшения) усилия срабатывания.

$$1,00 \leq K_l^- \leq 4,0; \quad (12)$$

$K_{техн}^+$ – требуемый коэффициент запаса, учитывающий возможные колебания (увеличение) технологической нагрузки. Изменения $P_{техн}^{max}$ связаны со случайными отклонениями и не превосходят 10 %, т.е. можно принять

$$K_{техн}^+ = 1,10. \quad (13)$$

С учётом сказанного, требуемое значение коэффициента K_l находится в пределах:

$$1,10 \leq K_l \leq 5,7 \quad (14)$$

(в зависимости от типа предохранительного устройства).

Рассмотрим далее требуемые соотношения между усилиями $P_{разр}$ и P^* , задаваемые коэффициентом K_2 . Этот коэффициент представляет собой требуемый запас прочности наиболее слабой детали по отношению к выключающей нагрузке. Его также удобно представить в виде произведения трёх коэффициентов:

$$K_2 = K_c^+ \cdot K_l^+ \cdot K_\delta^-, \quad (15)$$

где K_c^+ – требуемый коэффициент запаса, учитывающий возможное увеличение P^* от случайных отклонений параметров ПУ. Для большинства ПУ $K_c^- = K_c^+$; таким образом,

$$1,00 \leq K_c^+ \leq 1,30; \quad (16)$$

K_l^+ – требуемый коэффициент запаса для компенсации возможного увеличения P^* со временем. Выбор величины K_l^+ будет рассмотрен ниже.

K_δ^- – требуемый коэффициент запаса, учитывающий колебания разрушающего усилия для наиболее слабой детали P^* , связанные со случайными отклонениями её параметров. Можно принять

$$K_\delta^- = 1,10. \quad (17)$$

Теперь рассмотрим возможные значения K_l^+ . Возможны ли случаи повышения P^* со временем? Для подавляющего большинства ПУ с РЭ это невозможно, но для предохранителей экструзионного и фрикционного типов (например, для неразрушающегося брешпинделя) повышение P^* возможно, если ПУ содержит эластомер, сжатый усилием предварительной затяжки и имеющий хорошую адгезию к металлу корпуса. В таком устройстве трение покоя больше трения движения. Поэтому после бездействия в течение нескольких часов или дней при первом срабатывании выключающая нагрузка оказывается на 10...15 % больше, чем при следующих срабатываниях, т.е.

$$K_l^+ = 1,10...1,15. \quad (18)$$

Таким образом, требуемый коэффициент запаса K_2 изменяется в пределах

$$1,10 \leq K_2 \leq 1,60, \quad (19)$$

а общее значение требуемого коэффициента запаса составляет

$$1,20 \leq K \leq 8,3, \quad (20)$$

из чего можно сделать вывод о том, что не все типы ПУ могут быть реализованы на практике при существующих запасах прочности в металлургических машинах. Именно по этой причине при выборе типа ПУ нужно обязательно учитывать фактическое значение K_m для данной машины и требуемое значение K (K_1 и K_2) для данного предохранителя.

Отметим ещё одно очевидное условие для нормальной работы защищаемой машины:

Таблица - Требуемые коэффициенты запаса для различных ПУ

Тип предохранительного устройства	$K^+_{техн}$	K^-_c	K^+_t	$K_1 = K^+_{техн} \times K^-_c * K^-_t$	K^+_c	K^+_t	K^-_d	$K_2 = K^+_c \times K^+_t * K^-_d$	
1. Брешпиндель	1,10	1,10...1,30	1,50...4,00	1,80...5,70	1,10...1,30	1,00	1,10	1,20... 1,45	2,20...8,30
2. ПУ со срезными пальцами (пальцы с канавками)	1,10	1,07... 1,25	1,40...3,00	1,65...4,10	1,07... 1,25	1,00	1,10	1,20...1,40	2,00... 5,70
3. ПУ со срезными пальцами, не имеющими канавок	1,10	1,05...1,10	1,05...1,50	1,20...1,80	1,05...1,10	1,00	1,10	1,15...1,20	1,40...2,20'
4. ПУ с тонкой срезной пластиной	1,10	1,05...1,10	1,05... 1,40	1,20...1,70	1,05...1,10	1,00	1,10	1,15... 1,20	1,40...2,00
5. Непрерывносрезные	1,10	1,10...1,20	1,05... 1,10	1,25... 1,45	1,10...1,20	1,00	1,10	1,20... 1,45	1,50...2,10
6. Предварительно напряжённые ПУ с РЭ*	1,10	1,00...1,05	1,00...1,05	1,10...1,20	1,00...1,25	1,00	1,10	1,10...1,35	1,20...1,60
7. Экструзионные ПУ	1,10	1,10...1,30	1,05... 1,10	1,30...1,60	1,10...1,30	1,10...1,15	1,10	1,30... 1,60	1,70... 2,60
8. ПУ втулочные (изгибаемые)	1,10	1,05...1,10	1,10...1,50	1,30...1,80	1,05...1,10	1,00	1,10	1,15...1,20	1,50...2,20
9. ПУ втулочные (сжимаемые)	1,10	1,05...1,10	1,05...1,20	1,20... 1,45	1,05...1,10	1,00	1,10	1,15...1,20	1,40...1,75

*При контроле усилия затяжки по силоизмерителю прессы и при стальных упругих элементах. Тонированы наилучшие типы предохранительных устройств

$$P_{разр}^y > P_{техн}^{max}, \quad (21)$$

где $P_{разр}^y$ - усилие, соответствующее усталостному разрушению слабой детали машины.

Это условие исключает усталостные разрушения деталей машины при работе без перегрузов, но на тяжёлом сортаменте проката. Условие (21) выполняется не для всех машин. Так, для прокатных станов, длительно находящихся в эксплуатации, разрыв между $P_{техн}^{max}$ и $P_{разр}$ составляет в ряде случаев $K_m = 2,0 \dots 2,2$, чего крайне недостаточно (по усталостной прочности).

Десятки лет интенсивной эксплуатации и постоянное стремление повысить производительность стана приводили к постепенному увеличению $P_{техн}^{max}$. Предпринимались также попытки повысить $P_{разр}$. Однако эти попытки были не всегда удачны, т.к. сдерживались ограничениями на габаритные размеры деталей и узлов. К тому же, постепенное усиление слабых деталей приводит со временем к равнопрочное™ дешёвых и дорогих деталей. С таким положением можно примириться только при наличии эффективной системы защиты от поломок.

В таблице приведены данные о требуемых коэффициентах запаса для наиболее часто встречающихся и перспективных типов предохранительных устройств. Анализируя данные табл., можно прежде всего отметить, что наиболее распространённые предохранительные устройства - брешшпиндели и ПУ со срезными пальцами, имеющими канавки - обладают наилучшими показателями по требуемым запасам прочности и поэтому годятся далеко не для всех машин. Все остальные предохранители, приведенные в табл., обладают гораздо лучшими показателями ($\beta = 1,2 \dots 2,6$) и могут применяться практически для любых машин, даже тех, которые находятся в эксплуатации 30...50 лет и имеют малые запасы прочности.

Выводы

Наилучшими показателями обладают предохранители предварительно напряжённые и сжимаемые втулочные, в которых практически исключено усталостное разрушение РЭ. Эти ПУ при предварительном выборе следует считать самыми перспективными. При окончательном выборе предохранителя нужно учитывать цену защиты, а также простоту конструкции и технологичность изготовления и эксплуатации ПУ. Требуемый коэффициент запаса прочности должен стать одним из главных параметров предохранителя, столь же важным, как и выключающая нагрузка. Этот параметр нужно оценивать уже на этапе разработки конструкции, а затем на этапе рабочего проектирования предохранителя. Совершенствование ПУ должно предполагать прежде всего уменьшение величины K .

Перечень ссылок

1. *Артюх Г.В., Артюх В.С.* Выбор величины выключающего момента для главной линии прокатного стана // Защита металлургических машин от поломок.- Мариуполь, 1972.- Вып.1.-С.87-100.
2. *Артюх В.Г.* Повышение усталостной прочности разрушающихся элементов предохранителей // Вестник Приазов. гос. тех. ун-та: Сб. науч. тр.- Мариуполь, 1996.- Вып.2.- С.123-125.
3. *Жуковец АЛ.* Влияние конструктивных параметров муфты со срезными пальцами на постоянство её выключающего момента // Защита металлургических машин от поломок.- Мариуполь, 1972.- Вып.1.- С.147-162.
4. *Артюх ВТ.* Экструзионные предохранительные устройства с наполнителем-эластоме-ром // Защита металлургических машин от поломок.- Мариуполь, 1998.- Вып.3.- С.98-109.
5. *Гребеник В.М., Цапко В.К.* Надёжность металлургического оборудования: Справочник.- М.: Металлургия, 1980.-С. 199-215.

Артюх Виктор Геннадиевич. Канд. техн. наук, доцент, и.о. зав. кафедрой "Промышленное и гражданское строительство и сопротивление материалов", окончил Мариупольский металлургический институт в 1992г. Основное направление научных исследований - защита металлургических машин от поломок.

Статья поступила 05.12.2000.