

ЧЕЛЯБИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ  
ИМЕНИ ЛЕНИНСКОГО КОМСОМОЛА

На правах рукописи

СОЗЫКИН Валерий Павлович

УДК 62-756.001.24

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ И РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА  
МАЛОГАБАРИТНЫХ ПРЕДОХРАНИТЕЛЕЙ ОТ ПЕРЕГРУЗОК ПО УСИЛИЮ МАШИНЫ  
ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ

Специальность 05.02.02 - "Машиноведение и детали машин"

Специальность 05.03.05 - "Процессы и машины обработки давлением"

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Работа выполнена на кафедре "Автоматизация кузнечно-штамповочного производства" Челябинского политехнического института имени Ленинского комсомола.

Научный руководитель - доктор технических наук,  
профессор Катков Н.П.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,  
профессор Ланской Е.Н.,  
кандидат технических наук,  
доцент Лопаткин М.Г.

Ведущее предприятие - Челябинский ордена Трудового Красного Знамени автоматно-механический завод.

Защита состоится "\_\_\_" \_\_\_\_\_ 198\_\_ года, в \_\_\_ часов,  
на заседании специализированного совета К 053.13.02 при Че-  
лябинском политехническом институте имени Ленинского комсомола  
по адресу: 454044, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Челябинского политехнического института имени Ленинского комсомола.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью, просим направлять ученому секретарю совета по указанному адресу.

Автореферат разослан "\_\_\_" \_\_\_\_\_ 198\_\_ года.

Ученый секретарь специализированного  
совета, кандидат технических наук,  
доцент



В.В. Кестков

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В "Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1986-1990 годы и на период до 2000 года" перед машиностроительным комплексом поставлена задача в 1,5-2 раза увеличить производительность и надежность всех вновь осваиваемых видов техники.

Надежность работы машин и механизмов в значительной степени определяется эффективностью защиты их от перегрузок. Анализ аварий технологического оборудования показывает, что наибольший процент поломок приходится на машины с маховичным приводом и кривошипно-шатунным исполнительным механизмом (машины возвратно-поступательного действия). Такого типа машины, с малыми размерами рабочих органов, оснащены разрушающимися предохранителями. Неудовлетворительная работа разрушающихся предохранителей приводит к значительным экономическим потерям из-за простоев и ремонта оборудования, не исключает травматизм обслуживающего персонала. Причиной неудовлетворительной работы разрушающихся предохранителей является несовершенство конструкций и недостаточная изученность влияния их параметров на рабочую характеристику. Совершенствование существующих и создание новых конструкций малогабаритных предохранителей по усилию с высокими эксплуатационными показателями, разработка методики их расчета является актуальной задачей.

Целью работы является совершенствование конструкций и разработка методики расчета малогабаритных предохранителей от перегрузок по усилию машин возвратно-поступательного действия.

Научная новизна. Выполнена оценка эффективности влияния методов упрочняющей обработки на повышение долговечности чашечных разрушающихся предохранителей. Изучено влияние на силовую характеристику геометрических параметров кольцевых разрушающихся предохранителей и предложена эмпирическая зависимость по их расчету.

Разработана математическая модель нового механического самовосстанавливающегося предохранителя, учитывающая жесткостные и инерционные параметры исполнительного механизма предохраняемой машины, место расположения предохранителя в ее силовой цепи и относительные размеры эластичного элемента преобразователя усилия. Получено аналитическое описание статической характеристики преобразователя усилия с эластичным элементом, вытесняемым в осевое отверстие с подпором. Установлена зависимость коэффициента перегрузки предохранителя от кинематических, жесткостных

и инерционных параметров предохранителя и объекта защиты.

Практическая ценность и реализация в промышленности. Полученные рекомендации позволяют увеличить долговечность чашечных разрушающихся предохранителей на 45–65 %. Кольцевые разрушающиеся предохранители обеспечивают ограничение нагрузок в узлах и деталях предохраняемой машины на 9–14 % превышающих номинальные, по сравнению с 25–35 % у чашечных предохранителей. С помощью новой конструкции механического самовосстанавливающегося предохранителя решена задача надежной защиты машин от систематических перегрузок, при этом обеспечиваются регулировка силы начала срабатывания предохранителя, контроль величины технологической нагрузки, автоматическое отключение привода машины. Разработанные в диссертации алгоритм и программа расчета на ЭВМ позволяют в диалоговом режиме определять рациональные параметры механического самовосстанавливающегося предохранителя с учетом конкретных условий работы и конструкции предохраняемой машины.

Результаты работы внедрены на предприятиях г.г. Челябинск, Набережные Челны и Горьковской области. Экономический эффект от внедрения механического самовосстанавливающегося предохранителя на одном кривошипном прессе усилием 1,0 МН составляет около 1500 руб. Ожидаемый экономический эффект при условии внедрения таких предохранителей на кривошипных прессах малого усилия (до 2,5 МН), эксплуатируемых в народном хозяйстве, составит порядка 500 тыс.руб. Техническая документация разослана по запросам на 26 предприятий страны.

На защиту выносятся:

- рекомендации по совершенствованию эксплуатационных характеристик разрушающихся предохранителей;
- математическая модель механического самовосстанавливающегося предохранителя, учитывающая параметры исполнительного механизма предохраняемой машины, место расположения предохранителя в ее силовой цепи и относительные размеры эластичного элемента преобразователя усилия;
- выявленные зависимости влияния кинематических, жесткостных и инерционных параметров предохранителя и объекта защиты на коэффициент перегрузки механического самовосстанавливающегося предохранителя;
- результаты экспериментальных исследований и промышленной эксплуатации, рекомендации для выбора рациональных параметров и конструктивные решения механического самовосстанавливающегося

предохранителя.

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались и обсуждались: на зональной научно-технической конференции "Повышение производительности и эффективности использования технологического оборудования" (Рыбинск, 1982 г.); на Всесоюзной научно-технической конференции "Прогрессивные процессы и оборудование листовой и объемной штамповки" (Барнаул, 1986 г.); на ежегодных научно-технических конференциях Челябинского политехнического института (1979-1987 г.г.). В полном объеме работа обсуждалась на совместном заседании кафедр "Детали машин и ПТМ" и "Автоматизация кузнечно-штамповочного производства" Челябинского политехнического института.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 14 печатных работ, из них 3 статьи в центральных изданиях, 7 авторских свидетельств, 2 информационных листка и тезисы докладов (2).

Объем и структура работы. Диссертация состоит из введения, пяти разделов, списка использованных источников из 106 наименований и 9 приложений. Она содержит 121 с. основного машинописного текста, 46 иллюстраций и 2 таблицы.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

### I. Состояние вопроса и задачи исследования

В комплексе мероприятий, обеспечивающих решение задачи надежного предохранения от перегрузок машин и механизмов, большую роль играет оснащение их предохранительными устройствами.

Анализ аварий различных групп технологического оборудования показывает, что наибольший процент поломок приходится на машины с маховичным приводом и кривошипно-ползунным механизмом, в частности, на кривошипные прессы малого усилия (до 2,5 МН). Учитывая значительный удельный вес указанной группы машин в прессовом парке страны (45-50 %), отсутствие их надежного предохранения от перегрузок, они рассматриваются в качестве объекта защиты.

Критический обзор известных конструкций предохранителей свидетельствует, что единственным применяющимся способом защиты малогабаритных машин возвратно-поступательного действия от перегрузок является оснащение их разрушающимися предохранителями.

Однако такие предохранители имеют недостатки, которые существенно снижают эффективность их работы — низкие чувствительность и долговечность, необходимость замены после каждого срабатывания. В работах, посвященных исследованию предохранителей, вопросы влияния специальных методов упрочняющей обработки на повышение долговечности чашечных предохранителей отражения не нашли. Не изучен характер работы кольцевых разрушающихся предохранителей.

Недостатков разрушающихся лишены самовосстанавливающиеся предохранители. Однако их установка на машины малого размера экономически нецелесообразна, а в ряде случаев практически неосуществима из-за больших габаритов известных устройств. Анализ результатов исследований и методов расчета механических самовосстанавливающихся предохранителей свидетельствует о том, что существующие методики не в полной мере учитывают взаимосвязь явлений, происходящих в предохранителе и объекте защиты. Это существенно снижает точность расчетов, так как массовые параметры и упругость звеньев механических предохранителей и машин малых усилий близки по величине.

Изложенное выше позволило сформулировать следующие основные задачи диссертации:

- оценить эффективность влияния методов упрочняющей обработки на повышение долговечности чашечных и выявить влияние геометрических параметров на силовую характеристику кольцевых разрушающихся предохранителей;
- разработать новую конструкцию малогабаритного механического самовосстанавливающегося предохранителя;
- разработать математическую модель механического самовосстанавливающегося предохранителя, учитывающую конкретные условия работы и характеристики объекта защиты;
- исследовать на модели влияние кинематических, жесткостных и инерционных параметров предохранителя и объекта защиты на силовую характеристику и коэффициент перегрузки предохранительного устройства;
- разработать рекомендации по проектированию самовосстанавливающихся и совершенствованию разрушающихся предохранителей, внедрить результаты исследований в производство и оценить эффективность их использования.

## 2. Совершенствование известных и разработка новых конструкций предохранителей по усилию

Исследовалась эффективность влияния способов предварительного нагружения и многократной механико-термической обработки соответственно на уменьшение остаточной деформации и повышение усталостной долговечности чашечных разрушающихся предохранителей. Результаты лабораторных и промышленных испытаний показали, что после применения указанных способов упрочняющей обработки пластическая деформация предохранителей отсутствовала, а их усталостная долговечность повысилась на 45-65 %.

Проведены испытания разрушающихся предохранителей, выполненных в виде тонкостенных цилиндрических колец, работающих на сжатие. По сравнению с чашечными, они обеспечивают больший ход предохранения и выведение из "распора" машин с жесткой кинематической связью. Исследовалось влияние среднего радиуса  $R$  и толщины стенки  $t_c$  предохранителя на его силовую характеристику. Установлено, что предохранители, выполненные из углеродистой конструкционной стали с  $\sigma_T = 600-850$  МПа и отношением  $R/t_c = 28,5-30$  срабатывают при нагрузках на 9-14 % выше расчетных. У чашечных предохранителей это превышение составляет порядка 30 %. Для практического пользования получена эмпирическая формула по определению толщины стенки кольца

$$t_c = 0,07 \sqrt{\frac{P_H}{\sigma_T}} \leq R/30, \quad (I)$$

где  $P_H$  - сила, соответствующая началу срабатывания предохранителя.

Полученные результаты повышают эффективность работы разрушающихся предохранителей при случайных перегрузках, но не устраняют затрат, связанных с изготовлением предохранителей и простоями оборудования. При систематических перегрузках применение разрушающихся предохранителей нецелесообразно.

Предложены новые конструкции механических самовосстанавливающихся предохранителей. Их основу составляет преобразователь усилия, выполненный из эластичного элемента, заключенного в замкнутую полость и взаимодействующий с подпружиненным толкателем (рис. I).

Во время работы машины и отсутствии перегрузки, сила давления со стороны эластичного элемента I на толкатель 2 меньше силы, обусловленной предварительной затяжкой пружины 3. Эластичный элемент работает как жесткое тело. При перегрузке, сила со стороны эластичного элемента на толкатель превзойдет силу предварительной

## Механический самовосстанавливающийся предохранитель

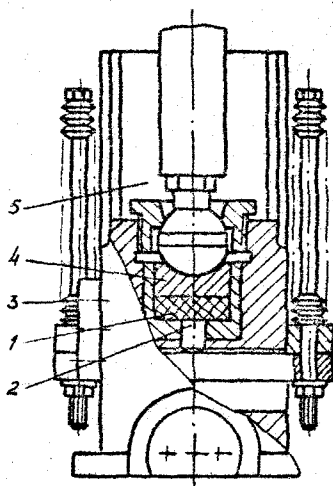


Рис. I

затяжки пружин и толкатель начинает перемещаться вниз, дополнительно сжимая пружины. Часть объема эластомера втесняется в отверстие, освобожденное толкателем. Плунжер 4 получает возможность осевого смещения относительно остановившегося рабочего органа 5. Тем самым предотвращается поломка исполнительного механизма машины. При обратном ходе рабочего органа, под действием сил упругости пружин, элементы предохранителя возвращаются в исходное положение.

Предохранитель имеет малые собственные размеры, прост в изготовлении и обслуживании, обеспечивает регулировку усилия начала срабатывания, поэтому он был принят в качестве объекта для дальнейших исследований.

### 3. Теоретическое исследование работы механического самовосстанавливающегося предохранителя

Установка механического самовосстанавливающегося предохранителя возможна либо в рабочем органе предохраняемой машины (предохранитель перемещается вместе с рабочим органом), либо в станине под технологическим инструментом (предохранитель неподвижен относительно рабочего органа). Динамическая модель начальной фа-



зы нагружения предохранителя — нарастание нагрузки на рабочем органе до момента начала срабатывания предохранителя приведена на рис. 2, а фазы срабатывания предохранительного устройства — на рис. 3.

В начальной фазе нагружения толкатель зафиксирован. Системы дифференциальных уравнений движения рабочего органа и плунжера записаны в следующем виде:

предохранитель установлен в рабочем органе

$$\left. \begin{aligned} m_1(\ddot{x}_1 + \ddot{S}) &= -c_n(x_3 - x_1) + h_n(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) \\ (m_2 + m_3)\ddot{x}_3 &= c_n(x_3 - x_1) - h_n(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) - c_g x_3 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

предохранитель установлен в станине

$$\left. \begin{aligned} m_1\ddot{x}_1 &= c_g(x_3 - x_1) - c_n x_1 + h_n \dot{x}_1 \\ m_3(\ddot{x}_3 + \ddot{S}) &= -c_g(x_3 - x_1) \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где  $m_1, m_2, m_3$  — соответственно массы плунжера, толкателя и рабочего органа;  $x_1, x_2, x_3$  — независимые координаты, однозначно определяющие положение соответствующих масс;  $c_g, c_n$  — коэффициенты жесткости предохранителя и обрабатываемой детали;  $h_n$  — коэффициент, характеризующий диссипативные силы в деталях предохранителя;  $\ddot{S}$  — кинематическое ускорение рабочего органа машины.

Условием перехода от начальной фазы к фазе срабатывания предохранителя является равенство внешней нагрузки  $P_g = c_g x_3$  или  $P_g = c_g(x_3 - x_1)$  и силы, на которую предохранитель настроен  $P_H = f c_{np} x_0$ , здесь  $c_{np}$  и  $x_0$  — жесткость и предварительная деформация пружин предохранителя;  $f$  — передаточная функция преобразователя усилия, представляющая собой отношение площадей торцев плунжера  $F_n$  и толкателя  $F_T$ .

Во второй фазе нагружения толкатель смещается под действием эластичного элемента. Взаимодействие рабочего органа, плунжера и толкателя представлено следующими дифференциальными уравнениями:

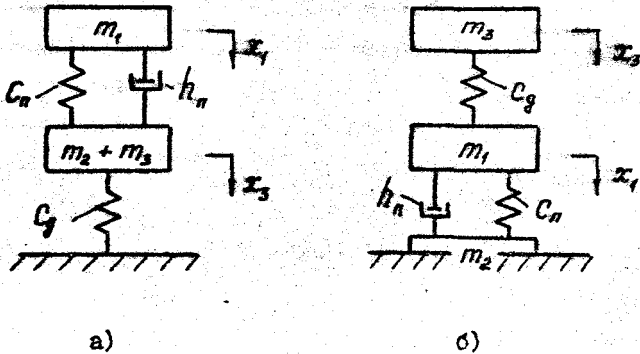
предохранитель установлен в рабочем органе

$$\left. \begin{aligned} m_1(\ddot{x}_1 + \ddot{S}) &= -\varphi(x_1) P_T f \\ m_2 \ddot{x}_2 &= P_T - c_{np}(x_0 + x_2 - x_3) + h_{np}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) \\ m_3 \ddot{x}_3 &= c_{np}(x_0 + x_2 - x_3) - h_{np}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) - c_g x_3 - P_T [\varphi(x_1) f - 1] \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

предохранитель установлен в станине

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= c_g(x_3 - x_1) - \varphi(x_1) P_T f \end{aligned} \right\}$$

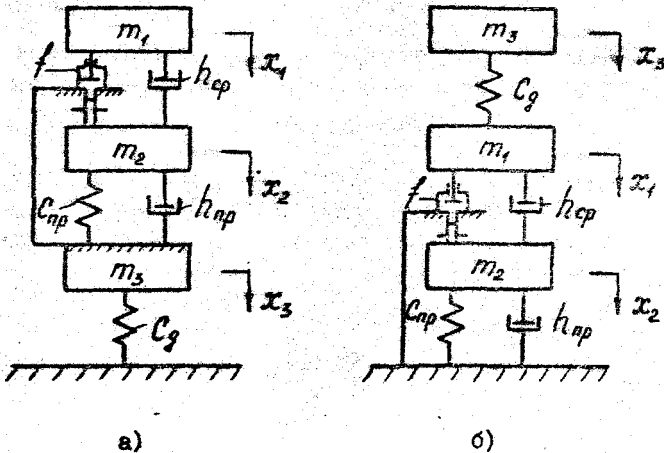
Динамические модели, соответствующие начальной фазе  
нагружения предохранителя



а - предохранитель в рабочем органе машины;  
б - предохранитель в станине машины

Рис. 2

Динамические модели, соответствующие фазе  
срабатывания предохранителя



а - предохранитель в рабочем органе машины;  
б - предохранитель в станине машины

Рис. 3

$$\left. \begin{aligned} m_2 \ddot{x}_2 &= P_T - c_{np}(x_0 + x_2) + h_{np} \dot{x}_2 \\ m_3(\ddot{x}_3 + \ddot{S}) &= -c_g(x_3 - x_4) \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где  $P_T$  — сила, действующая на толкатель со стороны эластичного элемента. Граничным условием второй фазы нагружения является равенство нулю скорости рабочего органа,  $\dot{\sigma} = 0$ .

Нелинейное изменение силы на плунжере предохранителя учтено полученной экспериментально (см. раздел 4) безразмерной функцией

$$\varphi(x_1) = f + b(x_1/D)^2 \quad (6)$$

где  $b$  — коэффициент, учитывающий геометрические параметры преобразователя усилия;  $D$  — диаметр плунжера предохранителя.

Вид дифференциальных уравнений обусловлен следующими допущениями: материал эластичного элемента абсолютно несжимаем; подвижные массы деталей предохранителя приведены к толкателью; движение рабочего органа машины определяется кинематикой исполнительного механизма предохраняемой машины.

Приведенная математическая модель описывает взаимодействие только элементов предохранительного устройства.

Влияние кинематических, жесткостных и инерционных параметров объекта защиты на силовую характеристику предохранителя, в случае его установки в столе кривошипного пресса, исследовалось с помощью динамической модели, представленной на рис. 4. Дифференциальные уравнения, описывающие взаимодействие элементов при нагружении собственно пресса, в виду ограниченного объема реферата, не приведены. Для фаз срабатывания предохранителя система дифференциальных уравнений имеет вид

$$\left. \begin{aligned} [(m_1 + m_3) + m_2 \varphi(x_1) f^2] \ddot{x}_3 &= c_w(S - x_3 + x_4) - h_w(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) \\ &\quad - m_3 \ddot{S} - \varphi(x_1) f^2 [c_{np}(x_0/f + x_2) + m_2 \ddot{S} + h_{np} \dot{x}_2] \\ m_4 \ddot{x}_4 &= c_b(x_3 - x_4) - h_b(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) - c_w(S - x_3 + x_4) + h_w(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) \\ m_5 \ddot{x}_5 &= -c_b(x_5 - x_4) + h_b(\dot{x}_5 - \dot{x}_4) - c_{ст} x_5 + h_{ст} \dot{x}_5 \\ J \ddot{\alpha}_1 &= -c_w(S - x_3 + x_4) m_k \end{aligned} \right\} \quad (7)$$



Чувствительность работы предохранителей прессового оборудования принято оценивать коэффициентом перегрузки, представляющим собой величину обратную коэффициенту чувствительности,  $K = 1/K_s = P_{max}/P_n$ , где  $P_{max}$  — максимальная сила срабатывания предохранителя.

На математической модели исследовалось влияние на коэффициент перегрузки кинематических, жесткостных и инерционных параметров процесса и предохранителя.

На рис. 5 приведены графики, выражающие зависимость коэффициента перегрузки от параметров предохранителя и кинематических параметров пресса. Анализ показывает, что увеличение массы подвижных частей предохранителя до  $m_2 = 0,11m_1$  вызывает значительное уменьшение коэффициента перегрузки. Дальнейшее увеличение  $m_2$  не оказывает существенного влияния на  $K$ . Следовательно при конструировании предохранителя, установленного в столе кривошипного пресса, необходимо стремиться к тому, чтобы масса подвижных частей предохранителя  $m_2$  составляла 11–15 % от массы рабочего органа  $m_1$ . Чувствительность предохранителя заметно зависит от числа ходов пресса в минуту  $n$ . Коэффициент перегрузки снижается с увеличением  $n$ . Поэтому предложенный предохранитель может быть рекомендован к использованию на машинах повышенной быстроходности. Уменьшение жесткости пружин предохранителя снижает коэффициент перегрузки, что указывает на целесообразность использования в предохранителе пружин минимальной жесткости. Значительное влияние на коэффициент перегрузки оказывает величина недохода ползуна до крайнего нижнего положения ( $\alpha$ ). Наиболее приемлемое значение  $K$  обеспечивается при  $\alpha$  менее  $30^\circ$ , что соответствует ходу предохранения устройства до двух мм. Предохранитель предпочтительнее использовать в объектах, выполняющих технологические операции с малым рабочим ходом, сопровождающимся систематическими перегрузками.

Жесткостные и инерционные параметры пресса ( $c_k, c_w, c_{cr}, m_4, m_5, J$ ), жесткость предохранителя ( $c_n$ ) не оказывают существенного влияния на чувствительность предохранителя, за исключением массы ползуна ( $m_3$ ). Поэтому для определения рациональных параметров предохранителя, установленного в столе кривошипного пресса, можно использовать упрощенную математическую модель, представленную уравнениями (3.5).

Задачу выбора рациональных параметров предохранителя необ-

Зависимость коэффициента перегрузки от параметров  
механического самовосстанавливающегося предохранителя  
и кинематических параметров прессы

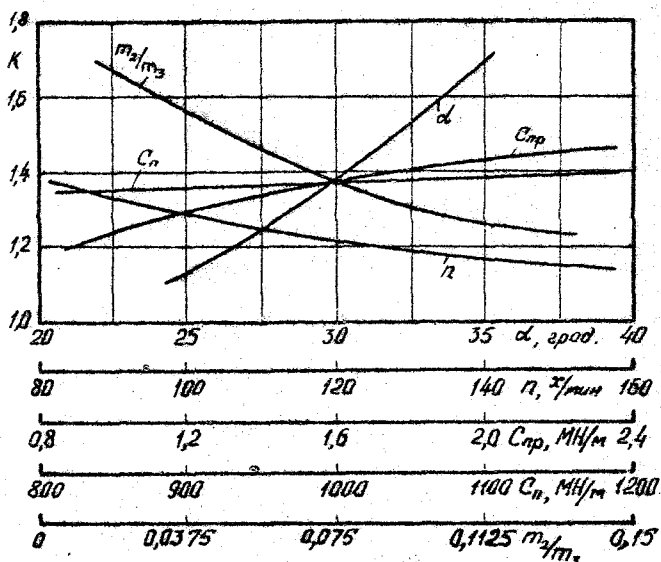


Рис. 5

ходимо решать в диалоговом режиме с ЭВМ, исходя из конкретных условий работы и конструкции предохраняемой машины.

4. Экспериментальные исследования механического  
самовосстанавливающегося предохранителя

Исследование механических свойств эластичного элемента и силовой характеристики преобразователя усилия осуществлялось на предохранительном устройстве, установленном в стол прессы. Предохранитель обеспечивал регулировку силы начала срабатывания до 250 кН и возможность варьирования размерами эластичных элементов и толкателей. Измерение сил на плунжере и толкателе и регистрация их перемещений осуществлялось методом тензометрирования.

Сравнительные испытания эластичных элементов с различными

механическими свойствами определили целесообразность использования в качестве рабочей среды эластичного элемента полиуретана марки СКУ-7Л.

Силовая характеристика преобразователя усилия определялась в условиях статического нагружения предохранителя, установленного на гидравлическом прессе Д2428. Скорость перемещения рабочего органа прессы составляла порядка 0,001 м/с. Исследовалось влияние на указанную характеристику относительных диаметра толкателя  $d/D$  и толщины эластичного элемента  $t/D$ . Результаты исследований получены в виде графиков, выражающих изменение соотношения средних давлений на торцах плунжера и толкателя в зависимости от относительного перемещения плунжера. Графики аппроксимированы параболической функцией (6). Построена диаграмма для отыскания коэффициента "в" указанной функции в исследуемом диапазоне размеров эластичного элемента и толкателя.

Измерение упругой деформации предохранителей прессов моделей К 2130 и КД 2322 показало, что жесткость предохранителя с эластичной средой равна жесткости чашечного и выше жесткости гидравлического предохранителей.

Выбор рациональной формы эластичного элемента осуществлен сравнительным анализом полей неравномерности максимальных касательных напряжений, полученных поляризационно-оптическим методом. Анализ оптических картин выявил, что более равномерным распределением  $\tau_{max}$ , а следовательно, и лучшими прочностными свойствами обладает эластичный элемент, выполненный в виде сплошного или слоистого цилиндра, на нижней торцевой поверхности которого имеется цилиндрический выступ. Рекомендуются следующие относительные размеры эластичного элемента:  $t/D = d/D = 0,3-0,45$ ;  $h/D = 0,04-0,05$ ;  $r/D = 0,03-0,04$ , где  $h$  - высота выступа;  $d$  - диаметр выступа, равный диаметру толкателя;  $r$  - радиус перехода от образующей выступа к торцевой поверхности эластичного элемента.

## 5. Внедрение и результаты промышленной эксплуатации

В результате внедрения механического самовосстанавливающегося предохранителя прессы К 2130 усилием 1,0 МН на Челябинском автомеханическом заводе, исключены поломки патуннов и ползунов при перегрузках, предотвращены случаи заклинивания прессы, отпала необходимость в изготовлении чашечных разрушающихся предохранителей. Эксплуатация предохранителя в промышленных условиях

показала, что средняя долговечность эластичного элемента из полиуретана СКУ-7Д составляет II-12 месяцев, при двухсменной работе пресса в автоматическом режиме. Механические самовосстанавливающиеся предохранители внедрены также в ПО "ЧТЗ им. В.И.Ленина" (г. Челябинск) и Камском объединении по производству большегрузных автомобилей (г. Набережные Челны).

Мероприятия, повышающие эффективность работы разрушающихся предохранителей, внедрены на автоматнo-механическом заводе г. Челябинска и на одном из предприятий Горьковской области. Эксплуатация кольцевых предохранителей, установленных в револьверном столе пресса-автомата К 8338, показала их эффективную и надежную работу. Принят к внедрению кольцевой предохранитель для специального кривошипного автомата модели К 18.530.01, намеченного к выпуску на Барнаульском заводе механических прессов.

Экономический эффект от внедрения механического самовосстанавливающегося предохранителя на одном прессе усилием 1,0 МН составляет около 1500 рублей. Ориентировочный расчет показывает, что при условии внедрения таких предохранителей на кривошипных прессах до 2,5 МН, эксплуатируемых в народном хозяйстве, ожидаемый экономический эффект составит порядка 500 тыс. рублей.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Анализ известных конструкций предохранителей по усилию показал, что они не обеспечивают надежного предохранения от поломки малогабаритных машин возвратно-поступательного действия. Это определило необходимость совершенствования существующих и разработки новых конструкций предохранительных устройств.

2. Установлено, что подбором режимов упрочняющей обработки можно исключить остаточную деформацию чашечных разрушающихся предохранителей (а.с. № 642216) и на 45-65 % повысить их долговечность (а.с. № 903315).

3. Выявлено, что кольцевые разрушающиеся предохранители обладают более высокой чувствительностью (коэффициент перегрузки кольцевых предохранителей составляет 1,09-1,14, против 1,25-1,35 чашечных). Предложены конструкции кольцевых предохранителей с улучшенными эксплуатационными характеристиками (а.с. № 751655 и № 1088335).

4. Применение разрушающихся предохранителей экономически нецелесообразно при систематических перегрузках. Установка су-



ществующих конструкций самовосстанавливающихся предохранителей, обеспечивающих защиту оборудования при систематических перегрузках, из-за больших габаритов практически неосуществима в машинах с малыми размерами рабочих органов. На основе анализа конструкций и принципа действия известных устройств разработан малогабаритный механический самовосстанавливающийся предохранитель с эластичной средой (а.с. № 653143 и № 872314), который может устанавливаться на вновь проектируемые и находящиеся в эксплуатации машины.

5. Разработанные математическая модель, алгоритм и программа расчета на ЭВМ позволяют определять рациональные параметры нового самовосстанавливающегося предохранителя с учетом упругих и массовых характеристик предохраняемой машины, места установки предохранителя в ее силовой цепи и относительных размеров эластичного элемента преобразователя усилия.

6. Теоретические исследования показали.

- Увеличение массы подвижных частей предохранителя, установленного в столе кривошипного пресса, ведет к уменьшению коэффициента перегрузки; чувствительность предохранителя повышается с увеличением числа ходов ползуна пресса в минуту; уменьшение жесткости пружин предохранителя заметно снижает коэффициент перегрузки; с ростом недохода ползуна пресса до крайнего нижнего положения коэффициент перегрузки возрастает. Следовательно, предохранитель с эластичной средой предпочтительнее использовать на машинах повышенной быстроходности, выполняющих технологические операции с малым рабочим ходом, сопровождающимися систематическими перегрузками.

- Инерционные и жесткостные параметры кривошипного пресса не оказывают существенного влияния на чувствительность предохранителя за исключением массы ползуна. Это позволяет параметры предохранителя, установленного в столе кривошипного пресса, определять по упрощенной математической модели.

7. Экспериментальные исследования самовосстанавливающегося предохранителя позволили установить следующее.

- Математическая модель адекватно отражает процессы происходящие при срабатывании предохранителя. Расхождение между значениями сил на участке срабатывания предохранителя не превышает 12 %.

- Увеличение относительной толщины  $t/d$  эластичного элемента, соотношения диаметров плунжера и толкателя  $d/d$  вызывают

снижение коэффициента перегрузки, не увеличивают неравномерность распределения напряжений на контактных поверхностях эластичного элемента. Рациональные относительные размеры  $t/d$  и  $d/D$  находятся в пределах 0,35–0,45.

– В слоистом эластичном элементе с цилиндрическим выступом на нижней торцевой поверхности концентрация напряжений на 35–45 % меньше, чем в сплошном элементе без выступа.

– Жесткость предохранителя с эластичной средой выше жесткости гидравлического предохранителя.

8. Эксплуатация самовосстанавливающегося предохранителя с эластичной средой в производственных условиях показала его работоспособность и достаточно высокую надежность. Средняя долговечность эластичного элемента из полиуретана СКУ-7Д составляет II–II месяцев, при двухсменной работе пресса в автоматическом режиме.

9. Результаты работы внедрены на предприятиях г.г. Челябинск, Набережные Челны и Горьковской области. Техническая документация разослана на 26 предприятий страны по их запросам. Экономический эффект от внедрения механического самовосстанавливающегося предохранителя на одном кривошипном прессе усилием 1,0 МН составляет около 1500 руб. Ожидаемый экономический эффект, при условии внедрения таких предохранителей на кривошипных прессах малого усилия (до 2,5 МН) эксплуатируемых в народном хозяйстве, составит порядка 500 тыс. рублей.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Созыкин В.П. Самовосстанавливающийся предохранитель кривошипного пресса. – Челябинск: ЦНТИ, 1980. – / Информ. листок: Сер. IO.06. – № 24–80 НТД/.

2. Крешнянский В.Г., Созыкин В.П. Повышение долговечности чашечных предохранителей. // Кузнечно-штамповочное производство. – 1981. – № 4. – С. 29–30.

3. Созыкин В.П., Ситников Л.Л. Устройство для испытания полиуретановых элементов предохранителя пресса. – Челябинск: ЦНТИ, 1981. – / Информ. листок: Сер. IO.02. – № II–81 НТД/.

4. Крешнянский В.Г., Катков Н.П., Созыкин В.П. Самовосстанавливающийся предохранитель кривошипного пресса // Повышение производительности и эффективности использования технологического оборудования: Тез. зональной науч.-техн. конф. – Рыбинск, май 1982 г. – Ярославль, 1982. – С. II9.

5. Крешнянский В.Г., Созыкин В.П. Кольцевые разрушающиеся предохранители // Кузнечно-штамповочное производство. - 1984. - № 2. - С. 29-31.

6. Крешнянский В.Г., Катков Н.П., Созыкин В.П. Механический предохранитель кривошипного пресса // Кузнечно-штамповочное производство. - 1984. - № 9. - С. 35-37.

7. Катков Н.П., Созыкин В.П. Предохранительное устройство открытых кривошипных прессов, используемых на операциях объемной штамповки // Прогрессивные процессы и оборудование листовой и объемной штамповки: Тез. докл. Всесоюзн. науч.-техн. конф. - Барнаул, 1986. - С. 100-101.

8. А.с. 642216 СССР, МКИ<sup>3</sup> В30В 15/28. Способ изготовления чашечного предохранителя пресса / В.Г.Крешнянский, В.П.Созыкин, (СССР). - Оpubл. 15.01.79, Бвл. № 2.

9. А.с. 653143 СССР, МКИ<sup>3</sup> В30В 15/28. Устройство для предохранения пресса от перегрузок / В.Г.Крешнянский, В.П.Созыкин, А.А.Данилов (СССР). - Оpubл. 25.07.79, Бвл. № II.

10. А.с. 719892 СССР, МКИ<sup>3</sup> В30В 15/28. Устройство для предохранения пресса от перегрузок / В.Г.Крешнянский, В.П.Созыкин (СССР). - Оpubл. 05.03.80, Бвл. № 9.

11. А.с. 751655 СССР, МКИ<sup>3</sup> В30В 15/28. Устройство для предохранения пресса от перегрузок / В.Г.Крешнянский, В.П.Созыкин, В.А.Аксенов, И.И.Кем (СССР). - Оpubл. 30.07.80, Бвл. № 28.

12. А.с. 872314 СССР, МКИ<sup>3</sup> В30В 15/28. Устройство для предохранения пресса от перегрузок / В.Г.Крешнянский, Н.П.Катков, В.П.Созыкин (СССР). - Оpubл. 15.10.81, Бвл. № 38.

13. А.с. 903215 СССР, МКИ<sup>3</sup> В30В 15/28. Способ изготовления чашечного предохранителя пресса / В.Г.Крешнянский, В.П.Созыкин, (СССР). - Оpubл. 07.02.82, Бвл. № 15.

14. А.с. 1088935 СССР, МКИ<sup>3</sup> В30В 15/28. Устройство для предохранения пресса от перегрузок / В.П.Созыкин, Ю.П.Гагало, В.Л.Кайзер (СССР). - Оpubл. 30.04.84, Бвл. № 16.

Подписано к печати 01.11.88. ФБ 00841. Формат 60x90 1/16.

Печ. л. 1. Уч.-изд. л. 1. Тираж 100 экз. Заказ 522/1307.

УОП ЧИМ. 454044. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76.