



бойка с поршнем наступит после возникновения относительного движения бойка к поршню; при этом жесткая связь между ними заменяется упругой связью (в виде воздушной подушки переменной длины  $l$ ), которая имеет место до самого момента рабочего удара.

У легких и быстроходных электродвигателей под влиянием нагрузки за один рабочий ход бойка при надлежащей производительности, определяемой работой ударного узла, происходит значительное падение угловой скорости. В случае неупругого удара и отсутствия механизма пропуска весь цикл повторяется, но с еще меньшей средней угловой скоростью, а после нескольких оборотов рабочий процесс был бы нарушен из-за слишком большого падения угловой скорости мотора. Если же исходить только из нормальной работы легкого и быстроходного электродвигателя, то получим большое число малопродуктивных ударов на бойке. В действительности существует отскок бойка, и необходимо иметь в виду возможность внутренних ударов, или „повышенного“ давления воздуха между бойком и поршнем (при неудачном выборе параметров, иногда значительно превышающих допускаемые). Следовательно, для устойчивости работы этого механизма необходимо время для успокоения бойка и для пополнения мотором и кривошипно-шатунным механизмом израсходованной энергии. Уменьшение числа рабочих ходов (то есть ударов бойка) в сравнении с числом оборотов мотора выполняется путем пропуска зацепления поршня с бойком. Опишем кратко принципы устройства механизмов пропуска.

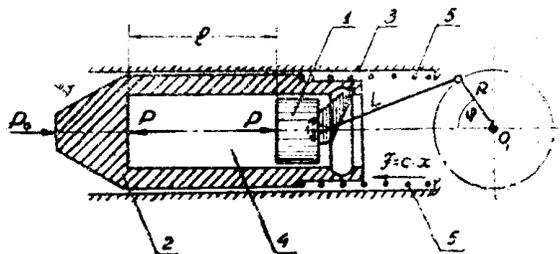


Рис. 1

1. При динамическом пропуске исходим в основном из работы мотора: захват не должен подхватывать боек до тех пор, пока не установится у электродвигателя определенное значение угловой скорости  $\omega$ ; для этого захват, откинувшись до упора (вправо), не должен сам свободно вращаться в обратную сторону, что конструктивно достигается вырезом в нем небольшого паза, против которого в поршне находится отверстие того же диаметра; в это отверстие вставляется сжатая пружинка, одним концом упирающаяся в поршень, а другим — в грузик, свободно входящий в паз захвата. Вес грузика и жесткость пружинки соответствуют угловой скорости мотора, при которой происходит зацепление, обозначаемой  $\omega_0$ , и если 1)  $\omega \geq \omega_0$ , то под влиянием сил инерции грузик сожмет пружинку и „утонет“ в углублении, вследствие чего захват делается свободным, то есть может вращаться около своей оси; 2) при  $\omega < \omega_0$  развиваемые силы инерции недостаточны (для подобранных значений жесткости пружинки и грузика, грузик не выйдет из углубления захвата и лишит его возможности повернуться и произвести зацепление). Таким образом, пропуск определяется числом холостых ходов поршня или числом оборотов, которые сделает кривошип двигателя, стремясь к установившемуся движению.

Теоретические и экспериментальные исследования показали, что мотор значительно быстрее выравнивает свою угловую скорость по сравнению с временем, необходимым для успокоения бойка (особенно при ударах во стали). Следовательно, при динамическом пропуске удара не исключена возможность нежелательного жесткого соединения поршня с движущимся противоположную сторону бойком.

2. В целях исключения возможности встречных ударов при внезапном введении жесткой связи между движущимися в противоположные стороны

бойком и поршнем, нужно захватывать успокоившийся боек, то есть ввести механизм пропуска, соответствующий времени успокоения бойка. Принудительный механизм пропуска ударов (кинематическая схема) конструктивно осуществлен в виде храпового колеса (рис. 2), насаженного свободно на общую ось с захватом. Зубья храпового колеса имеют не одинаковую глубину: за одним менее глубоким вырезом следует несколько более глубоких, число которых соответствует выбранному пропуску ударов. Внутри шатуна и поршня имеются углубления, в которые вставляются защелки (грузики)  $M_1$  и  $M_2$  с пружинками, которые прижимают защелки к храповому колесу; эти защелки  $M_1$  и  $M_2$  допускают возможность вращения храпового колеса в одном направлении. При повороте радиуса кривошипа на один оборот по часовой стрелке храповое колесо повернется на угол, соответствующий одному углублению (зубцу) в направлении, обратном ходу часов. Боковые выступы защелки  $M_2$  входят с обеих сторон в углубления захвата. В то время, когда внутренняя часть защелки

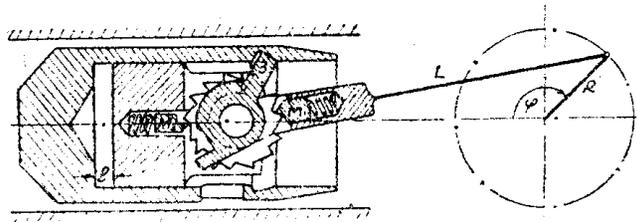


Рис. 2

ки  $M_2$  скользит по глубоким вырезам в храповом колесе, хода защелки  $M_2$  малы, вследствие чего ее боковые выступы не выходят из углублений захвата, но как только внутренняя часть защелки  $M_2$  попадет на мелкий вырез в храповом колесе, ее боковые части выйдут из углублений захвата и сделают его свободным. Произойдет зацепление и рабочий ход, затем следует пропуск в зацеплении и т. д., устанавливается вполне определенный режим.

3. Динамический пропуск удара может быть осуществлен (исходя из работы ударного узла) путем выбора воздушной подушки значительной длины (длинный и массивный боек); тогда развитая бойком кинетическая энергия распределяется на несколько ходов поршня. Пропуск удара будет определяться числом холостых оборотов электродвигателя. Нежелательные зацепления могут быть устранены наличием соответствующего режима храпового колеса. При длинных бойках возможно осуществление пропуска ударов и без специального устройства путем подбора размеров и формы соответствующей части ударного узла, исходя из уравнения движения захвата, начальных условий движения, а также наличия фрикционного зацепления между поршнем и бойком; в последнем случае, при наличии фрикционного зацепления, легко осуществить более целесообразную двухстороннюю форму захвата, уменьшающего напряжение в бойке и перекосы поршня.

## Теория и расчет

Нужно отметить трудности в теоретическом исследовании рабочего процесса электропневматического молотка: 1) имеем механизм с двумя степенями свободы, в котором упругая связь—воздух между бойком и поршнем не удовлетворяет закону Гука; 2) при любой характеристике электродвигателя, ввиду специфических условий работы механизма, необходимо учитывать неравномерность угловой скорости вращения кривошипа; 3) нужно иметь в виду явление отскока бойка после удара и выб-

рации корпуса молотка (отдача); 4) в настоящее время недостаточно еще имеется значений для ряда коэффициентов и показателей, которые должны быть найдены экспериментально.

Впервые более полное теоретическое исследование динамики и рабочего процесса электропневматического молотка типа МБ-2 было выполнено бригадой научных работников Томского политехнического института (ТПИ) в составе проф. Х. Ф. Кетова, доц. П. М. Алабужева и ассистента Н. Г. Шленкиной под общим руководством проф. Х. Ф. Кетова<sup>1)</sup> [1,2], не имея аналитического решения задачи в общем виде, мы применяли приближенный способ численного интегрирования уравнений движения бойка и электродвигателя. Дальнейшее развитие метода расчета с применением его к другим типам конструкций молотков освещено в нашей работе [3].

Метод численного расчета был использован при выборе значений основных более рациональных параметров, определяющих заданный рабочий процесс молотка. Работа выполнялась в 1945—1946 гг. при конструкторском бюро ТЭМЗ по приказу Главуглемаш Востока; в выполнении расчетных работ принимал участие ассистент кафедры теоретической механики ТПИ В. К. Соловьев.

Предварительное теоретическое исследование рабочего процесса при взятых значениях параметров сводится к необходимости решения двух совместных уравнений:

уравнения движения бойка

$$\frac{Q_b}{g} \cdot a = -\frac{\pi D^2}{4} (p - p_0) - c \cdot (x + x_0) \quad (1)$$

и уравнения движения мотора

$$\frac{d}{d\varphi} \left( J \cdot \frac{\omega^2}{2} \right) = M_k + M_p + M_c. \quad (2)$$

Здесь обозначено:

$Q_b$  — вес бойка;

$g$  — ускорение свободного падения ( $g = 9,8 \text{ м/сек}^2$ );

$a = \ddot{x}$  — ускорение бойка;

$D$  — диаметр поршня;

$p = p_0 \cdot \left( \frac{l_0}{l} \right)^\alpha$  — давление воздуха ( $p_0 \approx 1 \text{ кг/см}^2$ );

$\alpha$  — средний показатель политропы за цикл (принимаемый нами на основании предыдущих работ в конструкторском бюро ТЭМЗ, равным 1,32);

$c$  — жесткость успокаивающей пружины;

$s_b = x$  — путь бойка от начала его движения;

$x_0$  — предварительный затяг пружины;

$l = s - x + l_0'$  — длина воздушной подушки (нахождение показано на рис. 3);

$l_0'$  — начальное расстояние между поршнем и бойком (в момент зацепления);

$s = R \cdot \left[ \left( 1 + \frac{\lambda}{4} \right) - \left( \cos \varphi + \frac{\lambda}{4} \cos 2\varphi \right) \right]$  — путь, пройденный поршнем от начального положения (положения зацепления);

<sup>1)</sup> В книге [2, стр. 271] имеется неточное указание на отчет о работе, выполненной в ЛПИ, тогда как фактически и эта работа выполнялась в ТПИ по договору с ТЭМЗ в 1942 г.

- $R$  — радиус кривошипа;  
 $\lambda = \frac{R}{L}$ , где  $L$  — длина шатуна;  
 $\varphi$  — угол поворота вала кривошипа;  
 $\omega = \dot{\varphi}$  — угловая скорость вала кривошипа;  
 $\varepsilon = \ddot{\varphi}$  — угловое ускорение вала кривошипа;

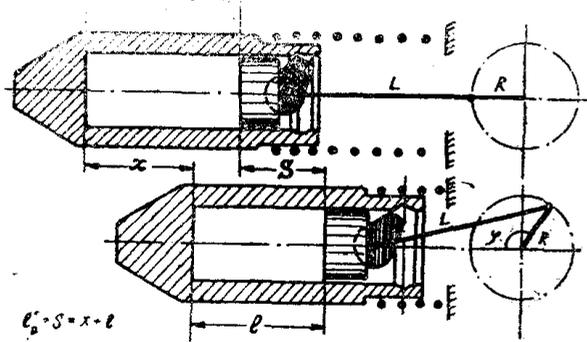


Рис. 3

$$J = J_0 + \frac{Q_p + Q_n + \frac{1}{3} Q_{ш}}{g} \cdot R^2 \cdot \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right)^2 - \text{момент инерции движущихся масс, приведенный к оси кривошипа};$$

- $J_0$  — моменты инерции ротора, кривошипа и  $2/3$  длины шатуна;  
 $Q_n$  — вес поршня;  
 $Q_{ш}$  — вес шатуна;  
 $M_k$  — движущий момент, обусловленный характеристикой мотора (см. рис. 4);

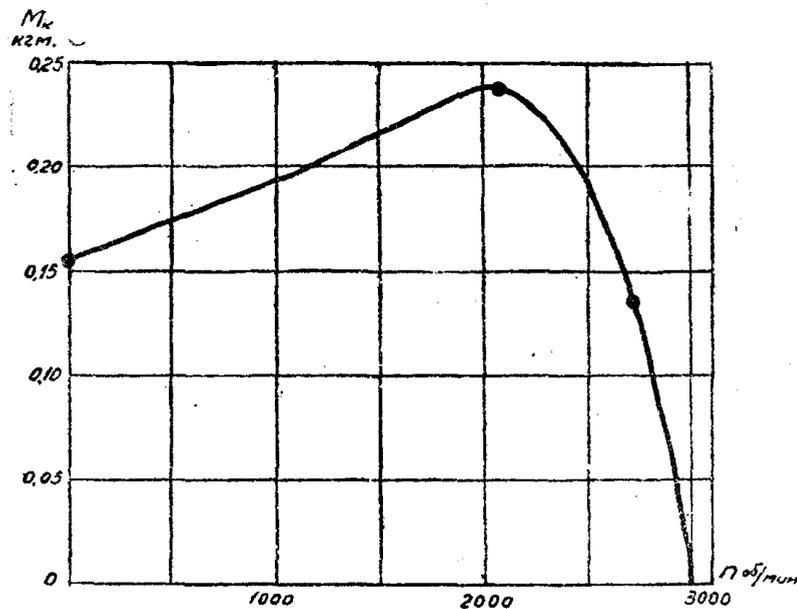


Рис. 4

$$M_p = \frac{\pi D_2}{4} \cdot R \cdot (p - p_0) \cdot \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) - \text{момент воздушного давления относительно вала кривошипа};$$

$M_c = cR(x_0 + x) \cdot \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right)$  — момент сил давления пружины относительно вала кривошипа.

Уравнения (1) и (2) дифференциальные, второго порядка, нелинейные с переменными коэффициентами; решение выполнено приближенно, с достаточной для практики степенью точности.

## Роль основных параметров, определяющих рабочий процесс

Получить желаемый рабочий процесс при любых значениях параметров, конечно, нельзя. Только при удачном сочетании и подборе их можно „выжать“ из конструкции все возможное, сообразно с предъявленными к ней требованиями.

Одним из основных параметров является радиус кривошипа  $R$ . Большие значения  $R$  обеспечивают большие скорости поршня и бойка, но, с другой стороны, увеличение радиуса отрицательно сказывается на моторе, увеличиваются вибрации корпуса на холостом ходу и, наконец, становятся велики габариты головки молотка, а следовательно, и его вес.

Существенную роль играет вес бойка  $Q_b$  и его форма. Вес бойка сказывается на общем весе механизма, на энергии удара и отдаче. От размера диаметра  $D$  зависит величина силы давления воздуха, а также общий вес ствола. Длинной воздушной подушки  $l_0$  определяется степень сжатия, а также в значительной мере место точки удара по углу  $\alpha$ .

Величина  $l_0$  при наличии фрикционного зацепления может быть принята за параметр, определяющий пропуск удара (редукцию) без специального механизма пропуска. Неудачный выбор длины  $l_0$  создает завышенные давления воздуха при максимальных значениях величины  $\left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right)$ , так как велико значение  $M_p$ , что ведет к непроизводительным потерям энергии в электрическом моторе и имеет место резкое падение угловой скорости.

Фиксирующая боек пружина, удерживая после рабочего удара его в крайнем положении, необходима для успокоения бойка с тем, чтобы обеспечить очередное сцепление в начале нового цикла. Кроме того, она до некоторой степени „облагораживает“ рабочий процесс, устраняя пики давлений („срезая“ их). Слишком сильная пружина будет увеличивать отдачу молотка.

Кроме всего перечисленного выше, существенную роль во всем рабочем процессе молотка имеют мотор и его характеристика, а также физические свойства породы, по которой происходит удар.

Положение механизма оказывает незначительное влияние на рабочий процесс, так как при  $n = 3000$  об/мин. и  $R = 2$  см силы инерции в 180 раз больше сил веса.

Для более рационального использования электродвигателя, уменьшения отдачи корпуса молотка, уменьшения нагрева, а также повышения надежности в работе отдельных деталей и узлов важно отсутствие повышенных давлений воздуха  $P$  как в рабочем режиме, так и после основного удара.

При расчетах мы исходим из условия, чтобы энергия удара на бойке  $A_b$  была порядка 2,5 кг м без повышенных давлений воздуха  $p$  и значительных колебаний угловой скорости мотора  $\omega$  за весь рабочий цикл. При неизменных значениях характеристики мотора (рис. 4), момента инерции  $J_0 = 0,0080$  кг. см. сек<sup>2</sup>, веса поршня  $Q_n = 0,25$  кг, веса шатуна  $Q_{ш} = 0,11$  кг подбирались параметры  $R$ ,  $l_0$ ,  $l_0$ ,  $D$ ,  $Q_b$ ,  $c$ ,  $x_0$ ,  $\lambda$ , определяющие рабочий процесс механизма.

Итоговая таблица рассчитанных вариантов МБ-3

Варианты	R см	$\lambda = \frac{R}{L}$	Q <sub>б</sub> кг	l <sub>б</sub> см	l' <sub>б</sub> см	D см	c кг.см	X <sub>0</sub> см	В рабочем режиме		φ удара в град.	v <sub>б</sub> уд м/сек	A <sub>б</sub> = $\left( \frac{Q_b v_b^2}{2g} \right)$ кг м	x <sub>max</sub> см
									p-1 кг/см <sup>2</sup>	ω 1/сек				
1	3	0,246	0,5	4	0,75	4	0,5	2	8,9	110	300	10,9	3,0	6,01
2	3	0,246	0,5	5	0,94	4	0,5	2	8,5	192	300	11,3	3,28	6,02
3	3	0,246	0,6	6	2	4	1,5	5	13,5	109	292	13,0	4,9	6,21
4	3	0,246	0,5	4	0,75	3,6	0,5	2	13,8	206	295	12,0	3,67	6,04
5	3	0,246	0,5	4,5	1,5	4	2	4	7,3	178	305	12,1	3,71	6,14
6	3	0,246	1	15	12	4	1	10	6,7	214	480	8,1	3,3	9,3
7	3	0,246	1	15	12	4	1,5	5	6,77	210	600	7,46	2,8	6,0
8	3	0,246	1	12	9	4	1	10	12,0	92	360	—	—	8,87
9	2,5	0,217	1	10	7	4	1,5	5	12,3	60	—	—	—	7,28
10	2,5	0,217	0,8	8	5	4	1,5	5	19,37	105	330	—	—	6,83
11	2	0,16	1,2	12	9	4	1,5	5	8,23	211	525	6,68	2,73	6,98
12	2	0,16	2,0	15	15	3,6	1,5	5	2,44	201	1080	4,40	1,97	10,0
13	2	0,16	2,0	15	15	3,6	0,5	8	6,77	207	1260	4,75	2,3	12,0
14	2	0	0,98	8	7	4	0	0	25	—	360	—	—	—
15	1,5	0	1,58	15	13	4	0,5	4	3,7	270	1140	4,35	1,52	8,8

Итоговые данные пятнадцати рассчитанных вариантов объединены в прилагаемой таблице (стр. 12). Краткие замечания к ней:

- 1) в вариантах 1, 2, 3, 4, 5 слишком большие давления воздуха между бойком и поршнем (порядка  $p \approx 25 \text{ кг/см}^2$ ) после отскока бойка и резкое падение угловой скорости мотора ( $\omega_{\min} \approx 30 \text{ 1/сек}$ );
- 2) в вариантах 6, 7, 8 слишком тонкостенный боек;
- 3) в 8, 9, 10 вариантах велики давления воздуха в рабочем режиме, в результате чего до удара происходит большое падение угловой скорости электродвигателя ( $p_{\max}$  совпадает с  $M_{p \max}$ );
- 4) в 12 и 15 вариантах недостаточно использован электродвигатель и мала энергия удара на бойке;
- 5) в 14 варианте отсутствует успокоительная пружина, велико давление воздуха в рабочем режиме;

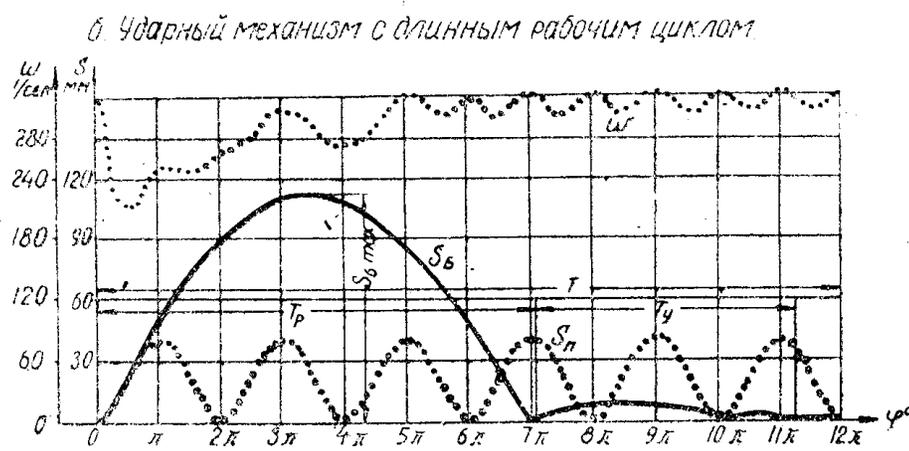
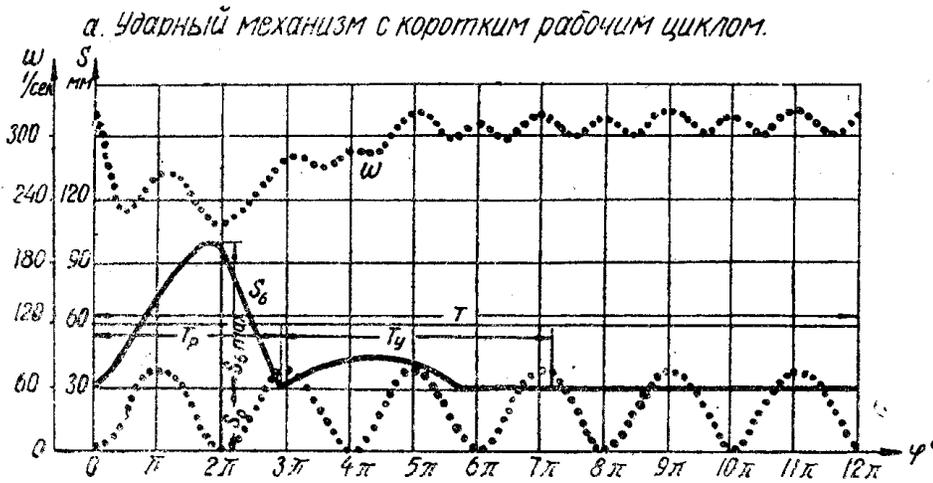


Рис. 5. Зависимости пути бойка ( $S_b$ ), пути поршня ( $S_p$ ) и угловой скорости электродвигателя ( $\omega$ ) от угла поворота вала кривошипа ( $\varphi$ )

б) варианты 11 и 13 приняты как „оптимальные“ для конструирования, так как в основном удовлетворяют перечисленным выше условиям. Графики рабочего процесса 11 и 13 вариантов, по выполненным численным расчетам, изображены на рис. 5 (а и б). Здесь принята энергия отскока бойка, равная 10% от ударной. Эти графики дают конструктору полное представление о характере рабочего процесса механизма.

Предварительное теоретическое исследование работы конструкции позволяет во-время устранить замеченные недостатки до изготовления опы-

ного образца, кроме того, открывает возможности для конструирования механизмов, работающих по разным циклам. В конструктивном осуществлении вариантов 11 и 13 принимали участие инженеры ТЭМЗ Батуев Н. М. и Гришин А. П.

Для обеспечения заданного цикла работы молотка нужна надежная и четкая работа механизма инерционного зацепления и расцепления. С динамической точки зрения в рассматриваемой задаче нужно при заданных начальных условиях найти закон движения физического маятника, ось подвеса которого совершает прямолинейное колебательное движение такое же, как и поршень кривошипно-шатунного механизма.

На основании принципа Даламбера, рассматривая „захват“ в равновесном положении, составим моменты всех сил относительно оси вращения „захвата“ (см. рис. 6). После сокращения членов уравнения на  $M_3$  (массу захвата) уравнение движения „захвата“ примет вид:

$$\frac{d^2 Q}{dt^2} = \ddot{\theta} = R \cdot \omega^2 \cdot \frac{r_c}{\rho^2} \cdot (\cos \varphi + \nu \cos 2\varphi) \cdot \cos \theta - g \cdot \frac{r_c}{\rho^2} \cdot \sin \theta. \quad (3)$$

Здесь:

- $r_c$  — расстояние центра тяжести захвата до оси вращения;
- $\rho$  — радиус инерции захвата;
- $\theta$  — угол, составленный между  $r_c$  и осью  $y$  (вертикалью) (см. рис. 6),
- $\varepsilon = 0$  — (случай  $\varepsilon = \dot{\varphi} \neq 0$  нами был также рассмотрен).

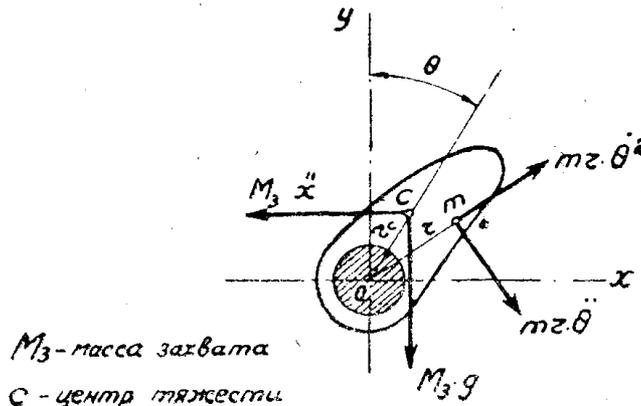


Рис. 6

Дифференциальное уравнение (3) является также нелинейным уравнением второго порядка с переменными коэффициентами и решалось приближенно, с применением методов расчета, описанных в работе [3], причем при расчете начало неподвижных осей координат нет особой необходимости, как это отмечается в книге [2, стр. 278], выбирать в таком положении механизма, при котором ускорение ползуна будет равно нулю.

Для нормальной работы ударного механизма подхват бойка должен осуществляться при равенстве скоростей бойка и поршня; при отсутствии преждевременного отражения (отскока) захвата в момент соприкосновения его с бойком. В целях устранения внутренних ударов нами рассмотрены и рассчитаны различные схемы конструкций захватов (в одном из вариантов рассмотрен оригинальный захват с переменной длиной, обеспечивающий надежность зацепления и пропуска ударов); рассмотрены вопросы выбора наиболее целесообразного места удара в захвате, с учетом уменьшения отскока и избежания передачи удара на ось вращения захвата. В точке удара происходит взаимная деформация упругих тел (захвата и стенки бойка) и вдавливание их друг в друга; но при наличии сил

трения при определенном значении угла, при котором происходит зацепление, отскока захвата от стенки бойка не будет.

Наряду с расчетами инерционных захватов на зацепление, нами были проведены поверочные расчеты на расцепление, причем здесь возник вопрос о возможности заклинивания захвата при фрикционном зацеплении, что, в свою очередь, могло привести к запаздыванию начала расцепления бойка с поршнем и к нарушению нормального рабочего процесса молотка. Для устранения заклинивания нужно, чтобы поверхность соприкосновения захвата и бойка имела достаточную твердость; а детали, связанные с образованием угла, при котором происходит фрикционное зацепление, должны быть выполнены в определенных допусках, отвечающих необходимому классу точности. В результате исследований, теоретических и экспериментальных, получена наиболее рациональная форма захвата (см. рис. 2), обеспечивающая надежную его работу. Можно отметить: 1) существенную роль в быстроте действия захвата „коэффициента формы“, определяемого отношением  $r_0/S^2$  и радиуса кривошипа  $R$ ; 2) независимость приращения угла  $\theta$  от изменения угловой скорости вращения вала кривошипа  $\omega$ , пока она не сделается настолько малой, что уже существенную роль в уравнении (3) будет иметь второй член, обусловленный весом захвата.

Из уравнений (1), (2), (3) можно вывести [4] следующие критерии подобия для безредукторных электрических молотков:

$$\Pi_1 = \frac{q}{p_0} \cdot \frac{l_0 \cdot \omega^2}{g} = idem$$

критерий, характеризующий соотношение между силами инерции и силами тяжести (здесь  $q = \frac{4Q_0}{\pi D^2}$  — единичный вес бойка).

$\Pi_2 = \frac{Q_0 \omega^2}{g \cdot c} = idem$  (критерий, характеризующий соотношение между силами инерции и силами упругости);

$\Pi_3 = \frac{c}{l_0 \cdot p_0} = idem$  (соотношение между силами упругости и силами воздушного давления);

$\Pi_4 = \frac{R \cdot r_0 \omega^2}{\rho^2 \theta} = idem$  (соотношение между силами инерции, развиваемыми в кривошипно-шатунном механизме и в захвате);

$\Pi_5 = \frac{g}{\omega^2 R} = idem$  (соотношение между силами тяжести и инерционными в захвате).

Для динамически подобных машин значение критериев подобия должно быть одно и то же (*idem*); кроме того, при выборе оптимальных параметров машины рационально найти в той или иной форме связь между комплексами безразмерных величин, входящих в значение критериев подобия.

В определении движения бойка и электродвигателя при расчетах не принимались во внимание силы трения, тепловые потери, потери на вибрацию корпуса, а также предполагалось отсутствие утечек воздуха между поршнем и бойком; кроме того, изменение воздуха в рабочем объеме предполагалось происходящим по закону политропы с постоянным значением показателя, поэтому действительный рабочий процесс должен быть отличен от рассчитанного.

В целях „доводки“ конструкции было сделано на заводе несколько бойков различной формы и веса, легкие пыжи для изменения длины воздушной подушки; успокаивающие пружины различной жесткости; заказан кривошип с переменным радиусом; мощность мотора регулировалась реостатом.

Построенный по (11) расчетному варианту опытный образец молотка ОМБ-3 весом  $\approx 10$  кг при недлительных испытаниях в заводской лаборатории показал хорошую и четкую работу с энергией удара на бойке порядка  $A_0 \approx 2$  кг.м. На опыте было доказано, что инерционный „захват“ обеспечивает надежное зацепление, расцепление и заданный пропуск удара.

Дальнейшие испытания опытных образцов молотков этого типа были проведены в г. Москве в ВУГИ и ВНИИСТРОЙДОРМАШ и отражены в работах [5; 6; 7; 8].

На данной стадии развития безредукторных систем можно отметить следующие их достоинства:

- 1) значительное облегчение веса конструкции, уменьшение ее габаритов, уменьшение числа деталей;
- 2) возможность пропуска ударов в широких пределах без изменения размеров и веса молотка;
- 3) возможности конструирования ударных механизмов с бойками как малых, так и больших масс при почти неизменном общем весе машины; возможность изменения масс бойков, для увеличения энергии удара за счет уменьшения числа ударов, особенно важное значение имеет для электроперфораторов;
- 4) определенность цикла работы ударного механизма в любых производственных условиях.

Нужно отметить и недостатки:

- 1) наличие вибраций корпуса на холостом ходу, что требует обязательного снабжения ручных молотков резиновыми рукоятками или применения специальных мер для достаточно полного уравнивания сил инерции;

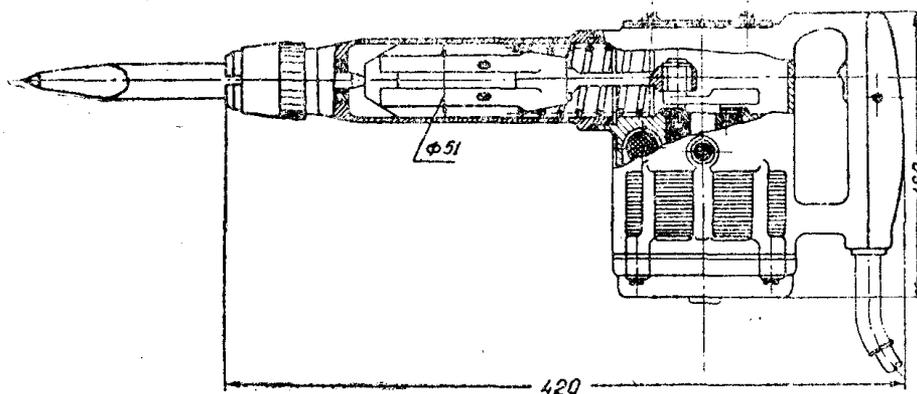


Рис. 7

- 2) несколько неудобная в эксплуатационных условиях форма молотка с несимметричным поперечным расположением электродвигателя, см. рис. 7, заимствованный нами из [8];

- 3) недостаточно выгодная форма бойка, главным образом в отношении прочности, в виде стакана, особенно в вариантах с малой массой при значительной энергии удара;

- 4) нужно отметить наличие значительного нагрева электропневматического молотка и главным образом от воздушной подушки, что, в свою очередь, ставит перед конструктором задачу отвода тепла от корпуса машины.

Отмеченные недостатки не являются органически присущими безредукторным системам и могут быть в значительной степени ослаблены или устранены. Причем здесь имеются различные возможности, например: 1) можно сосредоточить все внимание на проблеме прочности бойка (в случае частых поломок и технологии его изготовления); 2) но может быть и другое решение—наличие нагрева отчасти возвращает конструкторскую мысль обратно к „скомпрометированной“ пружине, и для ее применения в качестве упругой связи имеется в настоящее время больше оснований, чем 10 лет тому назад, так как имеется опыт расчета и применения пружин в авиамоторостроении; кроме того, технология изготовления качественных пружин значительно улучшена. С введением пружинной связи значительно упрощается вопрос с технологией изготовления бойка и почти снимается проблема его прочности.

Молотку можно придать более удобную форму заменой кривошипно-шатунного механизма механизмом с качающейся шайбой и таким образом имеется возможность сделать отбойный молоток еще более легким и портативным.

Вопросы прочности, надежности в производственной обстановке требуют еще много работы по доводке и освоению конструкции, прежде чем пустить ее в серийное производство, но тем не менее нужно отметить, что эта конструкция перспективна в качестве отбойного электрического молотка и легкого электрического перфоратора <sup>1)</sup>

#### ЛИТЕРАТУРА

Проф. Кетов Х. Ф. Исследование динамики и рабочего процесса безредукторного электропневматического молотка. Сб. „Машиностроение“. Труды ЛПИ, № 4, Машгиз, 1953.

2. Бежанов Б. Н. и Бушунов В. Т. Производственные машины - автоматы. Машгиз, М.-Л., 1953.

3. Алабужев П. М. Исследование рабочего процесса электроотбойного молотка с упругой (воздушной) связью. Изв. ТПИ, т. 61, вып. 1, 1947.

4. Алабужев П. М. Применение теории подобия и размерностей к исследованию (моделированию) машин ударного действия. Изв. ТПИ, т. 73, 1952.

5. Батуев Н. М. Электрические ударные перфораторы. Журн. „Механизация трудоемких и тяжелых работ“, № 4, 1947.

6. Батуев Н. М. Электрические молотки. ВНИИСТРОЙДОРМАШ. Исследование машин и механизмов для строительных и дорожных работ. I, Машгиз, 1950.

7. Батуев Н. М. Электрический молоток нового типа, ВНИИСТРОЙДОРМАШ, сборник по обмену опытом заводов строительного и дорожного машиностроения. Машгиз, 1950.

8. Батуев Н. М. Энергетика электрических молотков и пути повышения их производительности. ВНИИСТРОЙДОРМАШ. Исследование вибраторов и электрических молотков VI. Машгиз, 1953.



<sup>1)</sup> Работа по исследованию и расчету различных конструкций инерционного выключателя выполнялась нами с 1941 г. по предложению конструкторского бюро ТЭМЗ. Данная работа была доложена на научном совещании кафедр механического факультета ТПИ в 1946 г. и на горной секции VI конференции ученых г. Томска 20/III--1947 г.

### ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Стр.	Строка	Напечатано	Следует читать	По чьей вине допущены опечатки
7	табл. 1	$2 \times 2 \times 2,4$	$2 \times 6 \times 2,4$	Редакции
16	рис. 4	$X_0 = 79$ м.	$x_0 = 7,9$ м.	Автора
35	23 сн.	для 10	для 9	Автора
92	рис. 6	65%	55%	Автора
93	табл. 2 графа 6	$\alpha_1$	$\alpha$	Автора
131	пункт 8	установки	установка	Автора
131	пункт 14	установки	установка	Автора
132	7 св.	маневровых	маневровой	Автора
134	3 сн.	одинаково	почти одинаково	Автора
163	16 св.	$rc/s^2$	$rc/\rho^2$	Редакции