

Т Р У Д Ы
ОДЕССКОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО
ИНСТИТУТА

имени И. В. СТАЛИНА

ТОМ VII

ОДЕССА
1955 г.

ОТВЕТСТВЕННЫЙ РЕДАКТОР

кандидат технических наук, доцент **П. Н. Платонов**

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

кандидат технических наук, доцент **П. Н. Платонов**,
кандидат технических наук, доцент **А. М. Дзядзио**,
доктор технических наук, профессор **В. Я. Гиршсон**,
доктор биологических наук, профессор **Н. В. Роменский**,
кандидат исторических наук, доцент **А. П. Египко**,
доктор технических наук, доцент **В. Я. Белецкий**,
кандидат технических наук, доцент **А. В. Панченко**,
кандидат технических наук, доцент **П. Г. Демидов**,
доктор биологических наук, профессор **И. И. Ленарский**

Канд. техн. наук, доцент П. Н. ПЛАТОНОВ

**ОПТИМАЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ НОРИЙНЫХ КОВШЕЙ
ДЛЯ ЗЕРНА¹,**

(Сообщение 1)

Ленточный элеватор — нория является одной из старейших транспортных машин, широко применяющейся в различных отраслях народного хозяйства для вертикального перемещения сыпучих материалов.

Несмотря на это, теория ее работы до сих пор полностью еще не разработана, а рабочий процесс не изучен.

Проведенные за последние двадцать лет теоретические и экспериментальные исследования работы нории вскрыли целый ряд закономерностей, позволяющих более правильно решать отдельные вопросы конструкции машины. Однако многие вопросы остаются еще неясными и требуют всестороннего глубокого исследования.

Это касается в первую очередь процессов зачерпывания и загрузки материала рабочим органом нории — норийным ковшом.

Настоящее исследование ставило перед собой цель установить влияние основных параметров норийного ковша на рабочий процесс нории, на основе чего разработать рекомендации по выбору этих параметров.

Исследование было проведено с идеальными сыпучими телами, коэффициент сцепления которых близок к нулю (зерно), и с сыпучими телами, обладающими значительным коэффициентом сцепления (мука)².

Для изучения рабочих процессов нории была построена

¹ Работа выполнена в лаборатории кафедры подъемно-транспортных машин ОТИ им. И. В. Сталина. В работе принимали участие инж. Агапкин и инж. Рашкован.

² Результаты экспериментального исследования работы нории при перемещении зерна изложены в настоящей статье, результаты исследования при перемещении муки будут изложены в последующем выпуске трудов института.

специальная экспериментальная установка (рис. 1) с стеклянной передней стенкой. Размеры экспериментальной установки соответствовали производственной норрии. Норийные ковши для экспериментальной установки были изготовлены из двух поло-

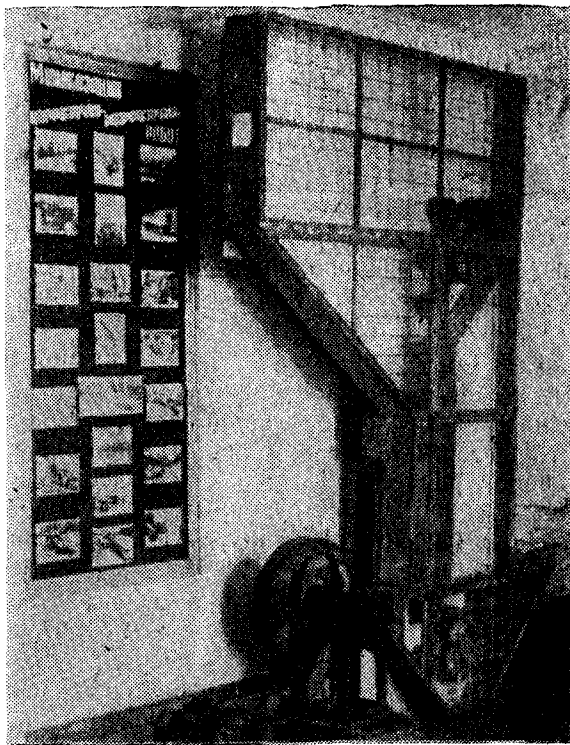


Рис. 1. Общий вид экспериментальной установки.

винок (рис. 2-а), шарнирно соединенных друг с другом, что позволяло варьировать значениями основных параметров ковша в большом диапазоне.

Для исследования характера движения зерна в ковше в процессе загрузки—разгрузки применялся ковш с стеклянной боковой стенкой (рис. 2-б).

Норрия проводилась вариатором, позволявшим плавно изменять скорость ленты в значительных пределах.

Наблюдения за работой норрии производились при помощи скробоскопа, который давал возможность получить число вспышек в пределах от 600 до 3000 в минуту.

В качестве подопытного материала была взята пшеница с объемным весом $756 \frac{\text{кг}}{\text{куб. м}}$ влажностью 12,5%, предварительно очищенная от сора.

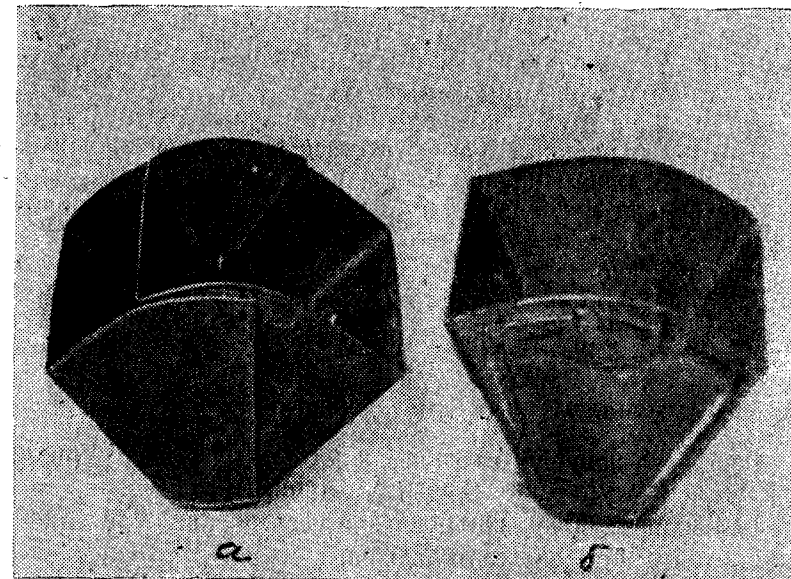


Рис. 2. Экспериментальные норийные ковши.

При исследовании внимание уделялось, главным образом, влиянию угла черпания норийного ковша θ (рис. 3) на рабочий процесс норрии. Выбор угла черпания θ в качестве основного параметра вызван тем, что литературные источники, а также опыт эксплуатации различных типов ковшей указывают на решающие значения этого параметра на рабочий процесс норрии. Величина угла черпания изменилась в значительных пределах, охватывая все его значения, применяющиеся в практике.

Работа норийного ковша оценивалась тремя показателями:

- 1) степенью заполнения ковша материалом в нижней головке норрии,
- 2) потерями материала при его перемещении от нижней головки к верхней.
- 3) разгрузкой норийного ковша на верхнем барабане.

Заполнение ковша в нижней головке норрии оценивалось коэффициентом заполнения ковша

$$\psi = \frac{\text{объем материала в ковше}}{\text{геометрический объем ковша}}$$

Потеря материала при транспортировании оценивалась величиной обратной сыпи

$$\eta = \frac{\text{обратная сыпь в } \frac{\text{кг}}{\text{сек}}}{\text{производительность нории } \frac{\text{кг}}{\text{сек}}} \cdot 100 \%$$

Разгрузка ковша на верхнем барабане оценивалась количественно обратной сыпью в нисходящей ветви нории, а также диаграммой разгрузки ковшей при различных их положениях на верхнем барабане. Кроме того, фиксировались: положения ковша на верхнем барабане, при которых начиналось движение материала в ковше, и моменты начала и окончания разгрузки ковша.

При постановке опытов была принята центробежная разгрузка, при которой скорость ковша изменялась в пределах от 1,5 до 4,5 $\frac{\text{м}}{\text{сек}}$ с интервалами 0,5 $\frac{\text{м}}{\text{сек}}$.

Результаты экспериментального исследования

Разгрузка норийного ковша происходит на участке (рис. 4), определяемом углами φ_n (начало), φ_k (конец).

Величина угла φ_n , как показали исследования (см. рис. 5), находится в определенной зависимости от скорости ленты v и угла

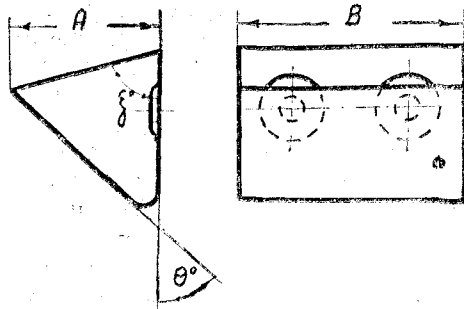


Рис. 3. Норийный ковш.

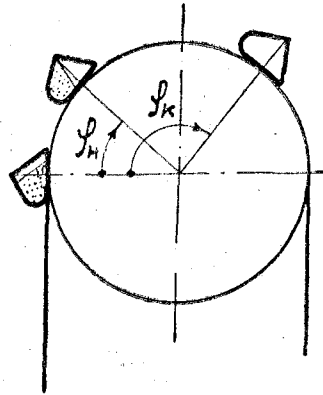


Рис. 4. Положение ковша в момент начала и окончания разгрузки.

черпания θ , причем заметное влияние оказывает и степень заполнения норийного ковша (см. рис. 6). Влияние коэффициента заполнения значительно лишь при $\psi=0,4$, а при $\psi>0,4$ величина угла φ_n почти не изменяется.

Полученные данные опровергают выводы ряда авторов, применявших для определения угла начала разгрузки метод логарифмической спирали.

Полученные данные об изменении угла конца разгрузки φ_k в зависимости от скорости ковша и угла черпания также не подтверждают результатов, полученных рядом авторов, применявших метод логарифмической спирали для определения конца процесса разгрузки.

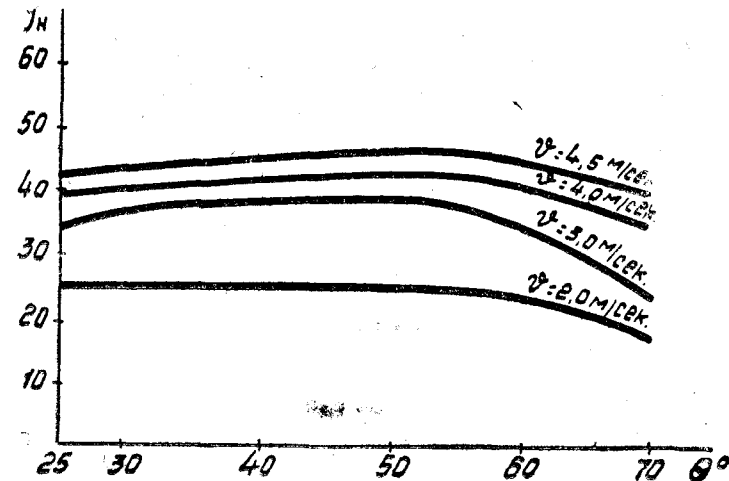


Рис. 5. Зависимость начала разгрузки от скорости и угла черпания.

Как показали исследования, величина φ_k находится в непосредственной зависимости от величины угла черпания (рис. 7). С ростом угла черпания величина угла, характеризующего окончание разгрузки, резко падает, следуя почти одному и тому же закону для всех значений скорости ковша.

Установлено, что процесс опорожнения ковша протекает не-

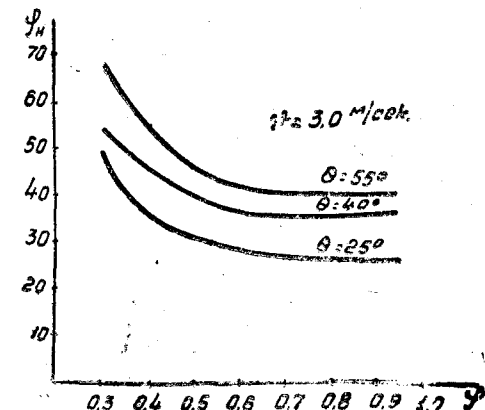


Рис. 6. Влияние коэффициента заполнения ковша на угол начала разгрузки.

равномерно. Скорость опорожнения ковша на различных участках его движения различна, о чем свидетельствуют кривые, характеризующие разгрузку ковша (см. рис. 8 и 9).

На графиках (рис. 8, 9) построены кривые: I — определяющая опорожнение ковша в процентах от его емкости в зависимости от положения ковша на барабане в процессе разгрузки — кривая абсолютного опорожнения и II — характеризую-

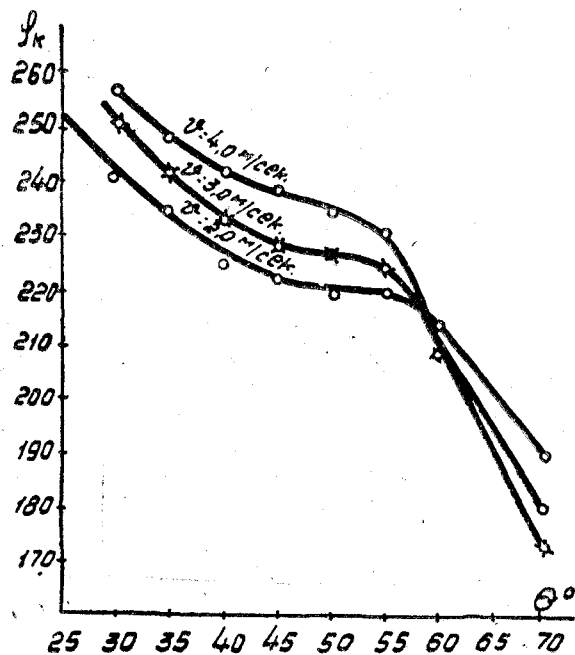


Рис. 7. Влияние угла черпания и скорости на окончание разгрузки ковша.

щая относительное опорожнение ковша, то есть показывающая, какой объем материала в процентах разгружен из ковша на данном отрезке пути. Путь ковша характеризуется величиной центрального угла φ .

Как видно из приведенных графиков кривая абсолютного опорожнения ковшей во всех случаях подчинена одному и тому же закону.

Кривая относительного опорожнения ковшей, характеризующая интенсивность разгрузки ковша, меняет свой характер в зависимости от скорости и угла черпания ковша. С увеличением угла черпания для одного и того же значения скоро-

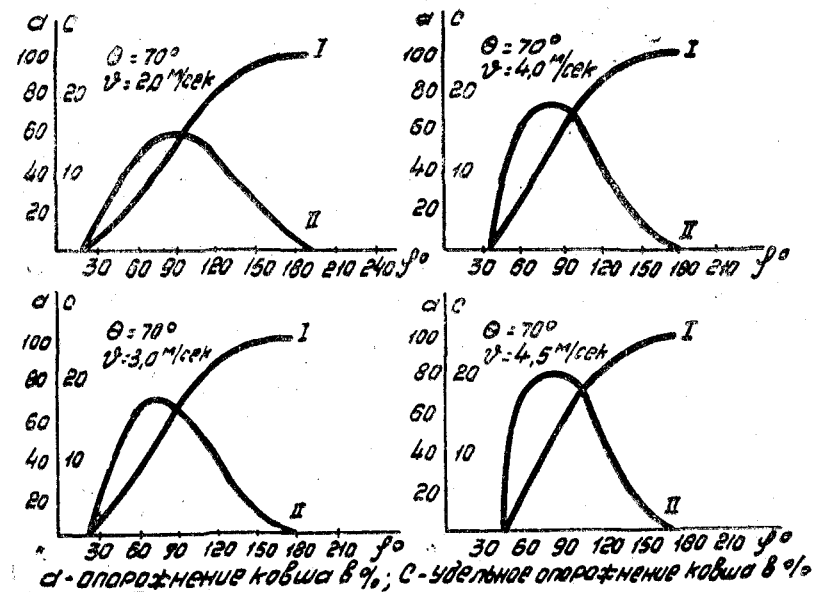


Рис. 8. Опорожнение норийного ковша в зависимости от скорости.

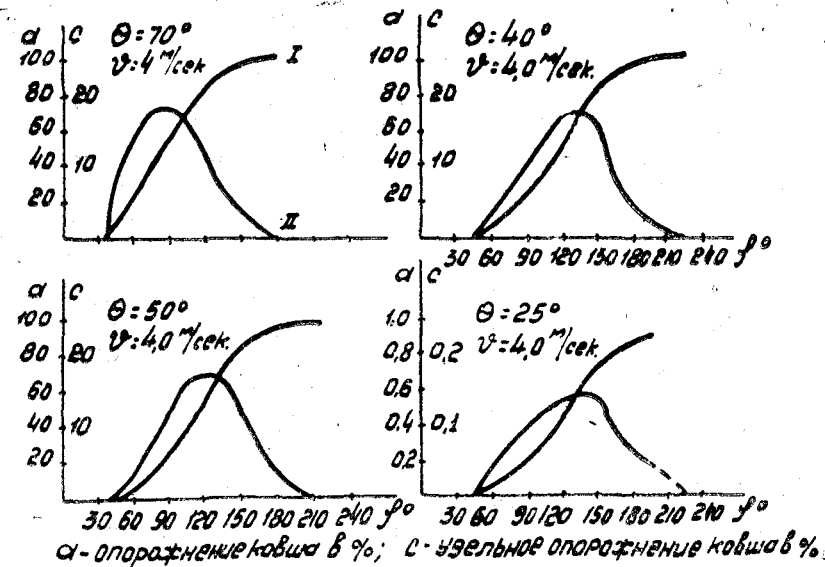


Рис. 9. Опорожнение норийного ковша в зависимости от угла черпания.

сти движения ковша, основная разгрузка ковша происходит в средней части его пути.

Это положение объясняется тем, что в зависимости от условий работы норрии изменяется величина относительной скорости материала, разгружаемого из ковша норрии.

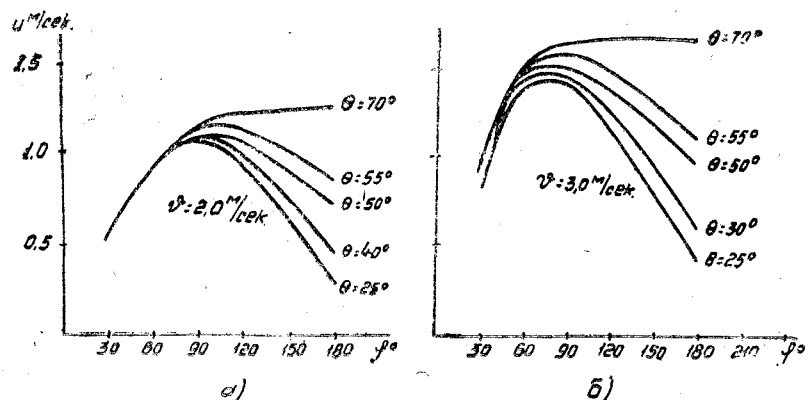


Рис. 10. Величина относительной скорости движения материала при разгрузке ковша.

Полученная при исследовании зависимость величины относительной скорости движения разгружаемого материала на выходе из ковша (рис. 10) от положения ковша на верхнем барабане указывает на решающее значение угла зачерпывания. Во всех случаях при величине угла зачерпывания $\theta \leq 55^\circ$ кривая имеет свой максимум, после которого величина относительной скорости резко падает. При угле черпания $\theta = 70^\circ$ закон изменения величины относительной скорости будет иным. В этом случае кривая почти всегда не имеет максимума и величина относительной скорости даже несколько возрастает.

Не менее важным фактором, определяющим основные параметры норрийного ковша, является его способность к зачерпыванию материала, определяемая коэффициентом заполнения ковша.

Проведенные исследования показали, что при соблюдении неизменных оптимальных условий подачи материала в норрию, коэффициент заполнения падает с ростом скорости и с увеличением угла черпания ковша (рис. 11).

Установлено, что с увеличением угла черпания ковша, обратная сыпь в восходящей ветви возрастает (рис. 12), причем увеличение скорости ковша способствует дальнейшему росту сыпи. Это объясняется тем, что с ростом угла черпания

снижается глубина ковша, т. е. снижается способность ковша удерживать материал.

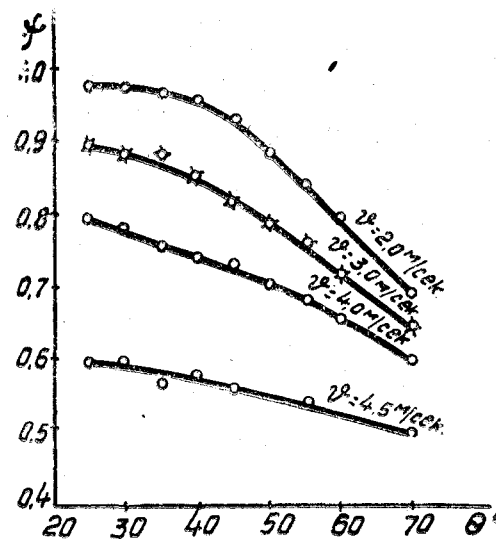


Рис. 11. Зависимость коэффициента заполнения норрийного ковша от скорости и угла черпания.

отложена величина суммарной обратной сыпи, т. е. $\eta = \eta_{\text{вос}} + \eta_{\text{нис}}$ (рис. 13).

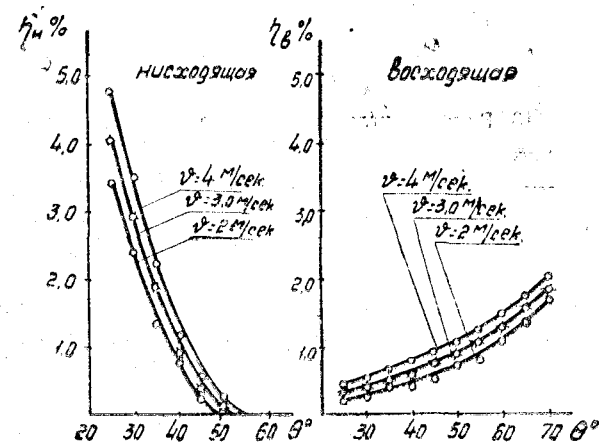


Рис. 12. Зависимость величины обратной сыпи от угла черпания.

С другой стороны, увеличение угла черпания резко снижает обратную сыпь на нисходящей ветви (рис. 12). Это объясняется тем, что с увеличением угла черпания ковша процесс разгрузки последнего заканчивается раньше и не переходит на нисходящую ветвь, как это имеет место при малых значениях угла черпания (см. рис. 7).

Влияние величины угла черпания на обратную сыпь нагляднее всего видно из графика, у которого по оси абсцисс

График показывает, что оптимальное значение угла черпания, соответствующее минимальной обратной сыпи, лежит в пределах $\theta = 50^\circ - 60^\circ$.

В процессе исследования, наряду с выяснением влияния угла черпания на рабочий процесс нории, была определена форма поверхности материала в ковше при его выходе из загрузочного устройства, при движении на вертикальном участке и при движении ковша на верхнем барабане.

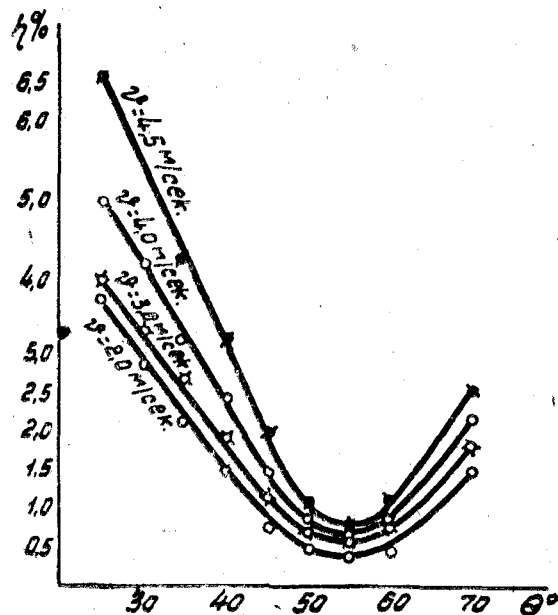


Рис. 13. Влияние угла черпания на обратную сыпь в нории.

Оказывается, что поверхность материала в ковше при выходе его из загрузочного устройства весьма близка к плоскости, которая в случае подачи материала в норию «против хода» располагается в ковше под некоторым углом к горизонту (рис. 14-а), величина которого не превышает 15° . При подаче же материала «по ходу» его поверхность располагалась под некоторым отрицательным углом к горизонту (рис. 14-б), не превышающим $10^\circ - 15^\circ$.

При движении ковша на вертикальной ветви положение материала в ковше почти не изменилось, происходило только некоторое выравнивание поверхности.

В момент набегания ковша на барабан материал в ковше приходит в движение. По мере продвижения ковша, от точки набегания на верхний барабан до начала его разгрузки, в ковше происходило перемещение материала от внутренней стенки к наружной, при этом форма поверхности материала представляла собой все время плоскость. При пересечении поверхностью материала наружной кромки ковша наступает разгрузка, которая завершалась в тот момент, когда поверхность материала совпадала с поверхностью наружной кромки ковша.

Итак при движении ковша на верхнем барабане от момента его набегания до момента окончания разгрузки поверхность материала в ковше всегда имела вид плоскости. Эта плоскость как бы вращается вокруг оси, нормальной к боковым стенкам ковша.

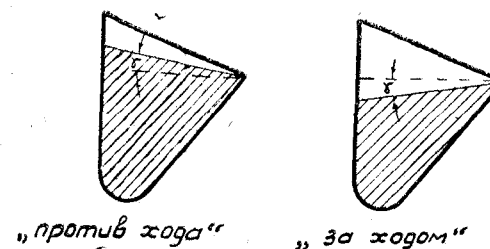


Рис. 14. Расположение поверхности материала в норийном ковше: а — при подаче материала «против хода», б — при подаче материала «по ходу».

Анализируя полученные данные и увязывая их с отдельными этапами рабочего процесса нории, можем сделать следующие выводы о выборе основного оптимального параметра норийного ковша.

Разгрузка ковша. Для нормальной работы нории необходимо, чтобы разгрузка ковша производилась на возможно коротком пути. Для этого нужно, чтобы угол φ_k был минимальным. Как это видно из приведенных графиков, максимальное значение угла φ_k и минимальное значение угла φ_k соответствуют значениям угла черпания, лежащим в области $\theta = 45^\circ - 70^\circ$. Следовательно, оптимальное значение угла черпания должно выбираться в этой области.

Скорость разгрузки ковша зависит, с одной стороны, от длины пути разгрузки и, с другой стороны, от угла черпания, т. е. от формы ковша.

Из графиков (рис. 9) видно, что величина скорости раз-

грузки ковша достигает максимального значения при неизменной величине скорости тягового органа для ковшей с углом черпания $\Theta > 50^\circ$. Следовательно, оптимальное значение угла черпания, определяемое скоростью разгрузки ковша, лежит в области $\Theta = 50^\circ - 70^\circ$.

Относительная скорость движения материала в ковше. Скорость разгрузки ковша определяется величиной относительной скорости движения материала в нем. Поэтому при выборе области оптимальных значений угла черпания этот показатель должен быть учтен.

Как видно из графика (рис. 10), относительная скорость для ковшей с углом черпания $\Theta \geq 50^\circ$ возрастает на всем пути движения ковша на верхнем барабане, достигая наибольшего значения в конце первого квадранта. Следовательно, руководствуясь этим показателем, величина угла черпания Θ должна удовлетворять условию $\Theta \geq 50^\circ$.

Заполнение ковша. Если рассмотренные факты определяли собой процесс разгрузки ковша, то коэффициент заполнения определяет собой производительность норрии.

График (рис. 11) показывает, что если $\Theta < 50^\circ$, то при различных скоростях рабочего органа коэффициент заполнения ковша падает незначительно. Дальнейшее увеличение угла черпания вызывает заметное уменьшение коэффициента заполнения.

Следовательно, стремясь получить большую производительность, необходимо выбирать угол черпания $\Theta \leq 50^\circ$, при котором коэффициент заполнения изменяется в пределах от 0,70 до 1,0.

Обратная сыпь материала в восходящей и нисходящей ветви норрии является результатом, с одной стороны, неправильной конструкции верхней головки элеватора (что при исследовании устранено) и, с другой стороны, неправильно выбранными основными параметрами ковша.

График (рис. 13) показывает, что величина суммарной обратной сыпи находится в определенной зависимости от угла черпания. Минимальному значению суммарной обратной сыпи соответствуют углы черпания $\Theta = 50^\circ - 60^\circ$.

Следовательно, с целью получения минимальной величины обратной сыпи, угол черпания надлежит выбирать в указанных пределах.

Обобщая сказанное, можно составить таблицу оптимальных значений углов черпания норрийного ковша (табл. 1).

Выбранному значению угла черпания $\Theta = 50^\circ$ соответствуют оптимальные условия работы по всем показателям.

Таблица 1

№ п/п	Условия, определяющие угол черпания	Оптимальное значение углов черпания	Выбранное значение угла черпания	Результаты работы ковша с оптимальным углом черпания
1	Угол начала опорожнения	45° до 50°	50°	$\varphi_n = 25^\circ$ до 45°
2	Угол окончания опорожнения	55° до 50°	50°	$\varphi_k = 220^\circ - 230^\circ$
3	Скорость опорожнен. ковша	50° до 70°	50°	
4	Относительная скорость	50° до 70°	50°	$U_n = 0,5 - 1,22$ м/сек. $U_k = 7,75 - 1,30$ м/сек.
5	Коэффициент заполнения ковша	30° до 45°	50°	$\psi = 0,70 - 0,88$
6	Обратная сыпь	50° до 60°	50°	$\eta = 0,2 - 0,8\%$

Правда, при этом коэффициент заполнения ковша будет не очень большим; однако следует иметь в виду, что обычно при расчетах он не принимается больше 0,7.

Данные, полученные при исследовании норрийных ковшей, подтверждают правильность угловых параметров норрийного ковша конструкции Филиппова, применяющегося для скоростных норрий ($v > 3,0$ м/сек.).

Действительно, для ковша Филиппова угол черпания наружной стенки $\Theta = 67^\circ 30'$, что дает возможность получить наилучшие результаты при разгрузке. (Минимальное значение угла φ_k). Угол черпания поперечной перегородки ковша $\Theta_1 = 40^\circ$, определяющий характер процесса зачерпывания, обеспечивает получение довольно высокого значения коэффициента заполнения ковша (рис. 11).

Второй параметр элеваторного ковша — угол среза определяется уровнем материала в ковше.

Как было указано, материал в элеваторном ковше укладывается так, что угол между горизонталью и плоскостью касательной к поверхности материала не превышает $\gamma = 15^\circ$. Следовательно, угол среза ковша должен быть выбран таким, при котором верхний срез ковша был бы выше уровня материала. При соблюдении этого условия будет обеспечено удержание зачерпнутого материала ковшем.

Выполняя это условие, получим угол среза ковша

$$\xi \leq \frac{\pi}{2} - \gamma = 75^\circ,$$

поэтому принимаем оптимальное значение $\xi = 70^\circ$.

Наблюдения за процессом разгрузки ковша показали, что материал из ковша «вытекает» через наружную кромку слоем, не превосходящим по толщине 15—20 мм. Следовательно, на процесс разгрузки ковша размер открытой части ковша, определяемой вылетом, не оказывает сколько-нибудь заметного влияния. Поэтому при выборе этого параметра необходимо руководствоваться только максимальными размерами отдельных частиц транспортируемого материала.

Так как это условие для зерна не является диктующим, то вылет ковша для быстроходных зерновых ленточных норий должен выбираться из условий обеспечения определенной расчетной емкости при данной его ширине, соответствующей установленной производительности нории.

Если емкость ковша i (пренебрегая потерей емкости в закругленной части ковша) выражается в виде

$$i = \frac{A^2 B}{2} (\operatorname{ctg} \theta + \operatorname{ctg} \xi),$$

то вылет ковша может быть определен уравнением

$$A = \sqrt{\frac{2i}{B(\operatorname{ctg} \theta + \operatorname{ctg} \xi)}}.$$

Оптимальные кинематические условия для выбранных параметров зерновых норийных ковшей, как это не трудно видеть из приведенных материалов исследования, определяются скоростью тягового органа $v = 2,0 - 4,0$ м/сек.

Учитывая, что наибольшее значение коэффициента заполнения ковша соответствует скоростям тягового органа, лежащим в пределах $v = 2,0 - 3,0$ м/сек, при которых остальные условия, определяющие работу ковша, незначительно отклоняются от оптимальных, можно принять за оптимальное значение скорость рабочего органа 2,5 или 3,0 м/сек.

ВЫВОДЫ

На основании данных исследования можно сделать следующие выводы.

Разгрузка элеваторных ковшей начинается не в точке набегания ковша на верхний барабан, а в некотором положении ковша на барабане, определяемом углом φ_n , зависящим от угла черпания и скорости рабочего органа.

Опорожнение ковша начинается в первом квадранте и заканчивается для ковшей с углом черпания $\theta < 70^\circ$ либо при переходе ковша на нисходящую ветвь элеватора, либо на нисходящей ветви элеватора.

Скорость опорожнения ковша на всем пути разгрузки неодинакова. Максимальная скорость соответствует переходу ковша из первого квадранта во второй и находится в определенной зависимости от угла черпания и скорости рабочего органа.

Коэффициент заполнения ковша зависит от способа подачи материала («за ходом» либо «против хода»), скорости рабочего органа и угла черпания ковша.

Обратная сыпь находится в определенной зависимости от угла черпания ковша и скорости рабочего органа.

Относительная скорость движения материала при выходе из ковша достигает значительной величины. Пренебрежение этой скоростью при построении траектории полета материала, а следовательно, при определении конфигурации верхней голавки нории приведет к большой ошибке.

Благодаря значительной величине относительной скорости, траектория выгруженного из ковшей материала отходит от окружности, очерченной наружными кромками ковшей. В силу этого расстояние между ковшами в нории может приниматься минимальным. Это условие, как показало исследование, уменьшает расход энергии на зачерпывание материала.

Оптимальными параметрами норийного ковша для зерна являются: угол черпания $\theta = 50^\circ$, угол среза $\xi = 70^\circ$.

Скорость тягового органа (ленты) для зерновых норий может быть принята от 2,5 м/сек до 3,0 м/сек.

Существующие взгляды на необходимость придания передней стенке ковша фигурной формы ввиду фигурной поверхности материала исследованием не подтверждаются. Наоборот, опытами установлено, что наличие фигурной кромки является отрицательным фактором.

Наиболее приемлемой формой передней стенки ковша является плоскость, как обеспечивающая лучшее опорожнение ковша.

При применении повышенных скоростей рабочего органа нории ($v > 3,0$ м/сек) оптимальное значение угла черпания ковша близко к 70° . Применяемые в настоящее время для быстроходных норий ковши системы Филиппова, имеющие угол черпания $\theta = 67^\circ 30'$, соответствуют оптимальным условиям работы скоростных зерновых норий.

1. Альферов К. В., Гридин А. Д., Истомин Г. П., Ковшевые элеваторы. Стандартгиз, 1934.
2. Веселов В. И., Капицкий А. С., Исследование работы зерновой нории. Снабтехиздат, 1933.
3. Козьмин П. С., Портовые и судовые машины непрерывного транспорта. Морской транспорт, 1947.
4. Козьмин П. С., Машины непрерывного транспорта, ч. II. Машгиз, 1948.
5. Платонов П. Н., Некоторые вопросы теории быстроходных норий. Труды Одесского института инженеров мукомольной промышленности им. И. В. Сталина. Вып. III, Заготиздат, 1952.
6. Соколов А. Я., Подъемно-транспортные машины. Заготиздат, 1946.

Доктор техн. наук В. Я. БЕЛЕЦКИЙ

АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ КРИВИЗНЫ ПРОЕКТИРУЕМЫХ ПЛОСКИХ КУЛАЧКОВ

1. Введение

Для правильного выбора радиуса ролика, а также для последующего расчета кулачка и ролика по контактным напряжениям, необходимо в процессе проектирования кулачковых механизмов определять кривизну теоретического профиля кулачка.

Ниже сообщается разработанный нами еще в 1947 г. [1], но до сих пор не опубликованный аналитический метод определения кривизны теоретического профиля кулачка, основанный на свойстве заменяющих механизмов и на теореме зацепления.

В 1948 г. М. Бакстер [2] опубликовал расчеты кривизны кулачков некоторых типов кулачковых механизмов, в том числе и для приводимых ниже первых двух типов. Однако эти расчеты, основанные на методах кинематической геометрии, значительно сложнее наших.

2. Коромысловый кулачковый механизм

Кинематическая схема механизма изображена на рис. 1.

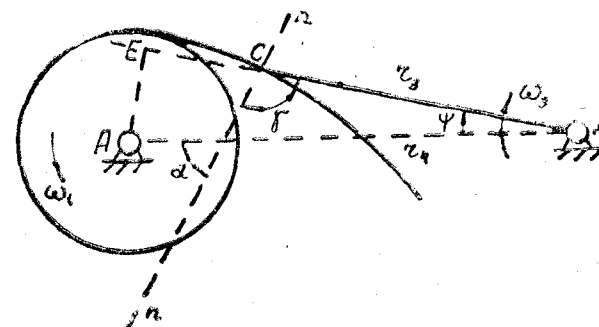


Рис. 1.

Механизм с одними низшими парами, заменяющий данный механизм, — шарнирный четырехзвенник получим по общим правилам, излагаемым в курсе теории механизмов и машин.

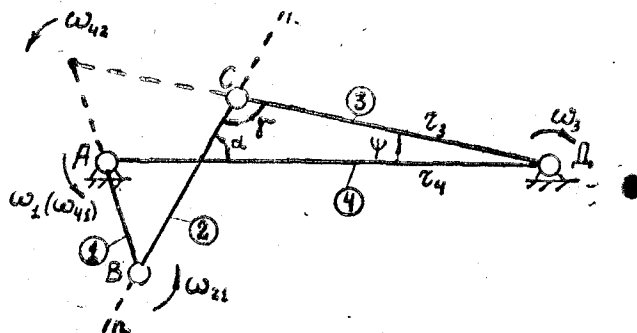


Рис. 2.

При этом ведущее AB и ведомое CD звенья четырехзвенника $ABCD$ в период удаления коромысла вращаются в противополо-

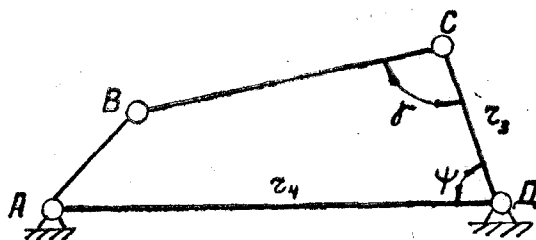


Рис. 3.

ложных направлениях (рис. 2), а в период возвращения коромысла — в одном и том же направлении (рис. 3).

Введем следующие обозначения:

- r_4 — длина стойки AD кулачкового механизма и заменяющего механизма;
- r_3 — длина коромысла кулачкового и четырехзвенного механизмов;
- δ — длина радиуса кривизны теоретического профиля кулачка в точке C и длина шатуна BC четырехзвенника;
- φ — угол поворота кулачка;
- ψ — угол, образуемый звеном CD со стойкой;

α — угол между нормалью nn к профилю кулачка в точке C и стойкой, он же угол наклона шатуна BC четырехзвенника к стойке;

γ — угол, определяющий положение нормали к профилю кулачка относительно коромысла, а также угол между осями шатуна и коромысла в четырехзвеннике;

$i = \frac{d\psi}{d\varphi}$ — величина, пропорциональная угловой скорости коромысла;

$\kappa = \frac{d^2\psi}{d\varphi^2}$ — величина, пропорциональная угловому ускорению коромысла;

ω_1 — угловая скорость вращения кулачка и ведущего звена AB четырехзвенника;

ω_{kl} — относительная угловая скорость звена k относительно звена l .

Согласно формуле (9) работы [3] длина шатуна BC , а следовательно, в рассматриваемом случае длина радиуса кривизны кулачка:

$$\rho = \frac{\omega_1}{\omega_{21}} r_4 \frac{\sin \psi}{\sin \gamma}. \quad (1)$$

Из рис. 2 на основании теоремы о трех мгновенных центрах вращения следует:

$$\omega_{21} = \omega_{41} - \omega_{42}.$$

А так как

$$\omega_{41} = \omega_1 \text{ и } \omega_{42} = \frac{d\alpha}{d\varphi} \omega_1,$$

то

$$\omega_{21} = \left(1 - \frac{d\alpha}{d\varphi}\right) \omega_1. \quad (2)$$

Подставляя это значение ω_{21} в уравнение (1), находим, что кривизна профиля кулачка равна:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\sin \gamma}{r_4 \sin \psi} \left(1 - \frac{d\alpha}{d\varphi}\right). \quad (3)$$

Согласно уравнению (6,2), содержащемуся в работе [3],

$$\sin \alpha = \frac{r_3}{r_4} (1 + i) \sin \gamma. \quad (4)$$

Дифференцируя обе части уравнения (4) по углу поворота кулачка, получаем:

$$\cos \alpha \frac{d\alpha}{d\varphi} = \frac{r_3}{r_4} \left[\kappa \sin \gamma + (1 + i) \cos \gamma \frac{d\gamma}{d\varphi} \right]. \quad (5)$$

Поскольку (см. рис. 2)

$$\gamma = 180^\circ - \psi - \alpha, \quad (6)$$

то

$$\frac{d\gamma}{d\varphi} = -i - \frac{d\alpha}{d\varphi}. \quad (7)$$

Поэтому из уравнения (5) после простых преобразований находим:

$$-\frac{d\alpha}{d\varphi} = \frac{r_3}{r_4} \frac{i(1+i)\cos\gamma - \kappa \sin\gamma}{\cos\alpha + \frac{r_3}{r_4}(1+i)\cos\gamma}.$$

Следовательно, формула (3) может быть представлена таким образом:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\sin\gamma}{r_4 \sin\psi} \left[1 + \frac{r_3}{r_4} \frac{i(1+i)\cos\gamma - \kappa \sin\gamma}{\cos\alpha + \frac{r_3}{r_4}(1+i)\cos\gamma} \right]. \quad (8)$$

При возвращении коромысла взамен уравнения (5) будем иметь (см. [3]):

$$\sin\alpha = \frac{r_3}{r_4} (1-i) \sin\gamma. \quad (9)$$

Вследствие этого формула для определения кривизны теоретического профиля кулачка при возвращении коромысла примет следующий вид:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\sin\gamma}{r_4 \sin\psi} \left[1 + \frac{r_3}{r_4} \frac{i(1-i)\cos\gamma + \kappa \sin\gamma}{\cos\alpha + \frac{r_3}{r_4}(1-i)\cos\gamma} \right]. \quad (10)$$

Разумеется, формулы (8) и (10) могут быть объединены в одну.

$$\frac{1}{\rho} = r_4 \frac{\sin\gamma}{\sin\psi} \left[1 + \frac{r_3}{r_4} \frac{\pm \kappa \sin\gamma + i(1 \pm i)\cos\gamma}{\cos\alpha + \frac{r_3}{r_4}(1 \pm i)\cos\gamma} \right]. \quad (11)$$

На основании уравнений (4) и (5) и в силу зависимости (6) находим:

$$\operatorname{ctg}\alpha = \frac{r_4}{r_3(1 \pm i) \sin\psi} - \operatorname{ctg}\psi. \quad (12)$$

Из этого уравнения (12) определяем величину угла α . Угол γ находим, затем, из уравнения (6).

При пользовании формулами (12) и (11) необходимо соблюдать следующие правила знаков:

1. Верхние знаки удерживаются при удалении коромысла, а нижние знаки — при возвращении коромысла.

2. Величина κ должна быть взята со своим знаком. Если ускорение коромысла $\left(\frac{d^2\psi}{d\varphi^2}\right)$ имеет то же направление, что и его скорость $\left(\frac{d\psi}{d\varphi}\right)$, то берем знак плюс. В противном случае

нужно подставить в формулу (11) величину κ , взятую со знаком минус. Конечно, если закон движения коромысла задан в аналитической форме, то знаки при величине κ получатся так сказать сами собой.

3. Смещенный и центральный кулачковый механизм

В целях сокращения выкладок воспользуемся тем, что смещенный (или центральный) кулачковый механизм является частным случаем только что рассмотренного коромыслового кулачкового механизма.

Так, перемещение штанги S смещенного кулачкового механизма (рис. 4) равно длине перпендикуляра (AE), опущенного из центра вращения кулачка на коромысло (рис. 1).

Ввиду того, что

$$(AE) = r_4 \sin\psi$$

и, кроме того (рис. 4), $\alpha = \gamma$, то на основании уравнения (3) получим:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\sin\gamma}{S} \left(1 - \frac{d\gamma}{d\varphi} \right). \quad (13)$$

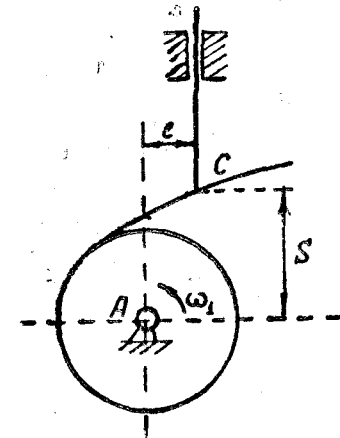


Рис. 4.

Известно, что для рассматриваемого вида кулачкового механизма величина угла передачи от кулачка к штанге γ может быть определена из следующего уравнения:

$$\operatorname{ctg}\gamma = \frac{m-e}{S}, \quad (14)$$

где $m = \frac{ds}{d\varphi}$.

При пользовании уравнением (14) следует иметь в виду, что если центр вращения кулачка смещен относительно линии

движения толкателя влево (как на рис. 4), то величина смещения e положительная при удалении толкателя и отрицательная при его возвращении. При ином взаиморасположении центра кулачка и линии движения толкателя знаки берутся соответственно противоположными указанным.

Дифференцируя обе части уравнения (14) по углу поворота кулачка, найдем:

$$-\frac{d\gamma}{d\varphi} = \frac{\sin \gamma}{S} (n \sin \gamma - m \cos \gamma),$$

где $n = \frac{d^2 S}{d\varphi^2}$.

Подставляя найденное значение $\frac{d\gamma}{d\varphi}$ в уравнение (13), получаем:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\sin \gamma}{S} \left[1 + \frac{1}{S} (n \sin \gamma - m \cos \gamma) \right]. \quad (15)$$

При пользовании формулой (15) следует соблюдать правила знаков, аналогичные приведенным ранее для коромысловых кулачковых механизмов.

Ясно, что в случае центрального кулачкового механизма, достаточно положить в уравнении (14) e равным нулю.

4. Кулачковый механизм с поступательно движущимся кулачком и коромыслом

На рис. 5-а показана кинематическая схема такого механизма (сплошные линии) и заменяющего его механизма с одними низшими парами $ABCD$ (пунктирные линии).

Из плана скоростей (рис. 5-б) этого механизма, видно, что

$$v_{CB} = v_A \frac{\sin \psi}{\sin \gamma}.$$

Так как $v_{CB} = \omega_{CB} \cdot \rho$ и $\omega_{CB} = \frac{d\alpha}{dt}$, то кривизна кулачка

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\sin \gamma}{v_A \sin \psi} \cdot \frac{d\alpha}{dt}. \quad (16)$$

Из того же плана скоростей следует также, что

$$\frac{\cos(\alpha - \psi)}{\cos \alpha} = \frac{v_A}{v_C}; \quad (17)$$

отсюда:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{v_A}{v_C \cos \psi} - \operatorname{tg} \psi. \quad (18)$$

Дифференцируя обе части уравнения (17) по времени, найдем величину $\frac{d\alpha}{dt}$, подставляя которую в уравнение (16), после простых преобразований будем иметь:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\sin \gamma}{v_A \sin \psi} \frac{\frac{v_A}{v_C} a_C \cos \alpha + \omega_3 \sin(\alpha - \psi)}{\sin(\alpha - \psi) - \frac{v_A}{v_C} \sin \alpha}, \quad (19)$$

где ω_3 — угловая скорость коромысла и a_C — ускорение точки C коромысла.

Величину угла α определяем из уравнения (18), а величину угла γ — из равенства (см. рис. 5-б):

$$\gamma = 90^\circ + \psi - \alpha. \quad (20)$$

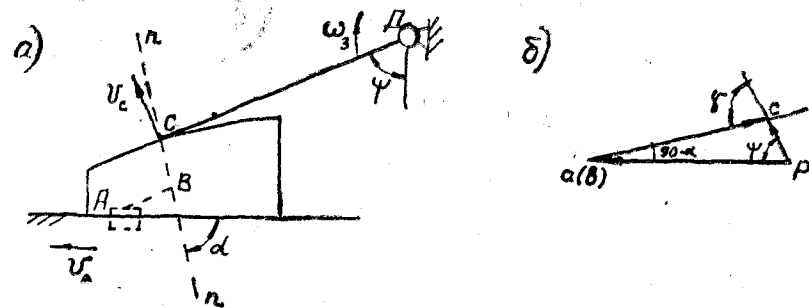


Рис. 5.

5. Кулачковый механизм с поступательно движущимся кулачком и толкателем

Кинематические схемы кулачкового и заменяющего его механизма представлены на рис. 6-а, а на рис. 6-б — план скоростей.

Угол передачи движения от кулачка к штанге согласно рис. 6-б находится из уравнения:

$$\operatorname{Ctg} \gamma = \frac{v_C}{v_A}. \quad (21)$$

Вследствие того, что

$$v_{CB} = \omega_{CB} \cdot \rho, \quad \omega_{CB} = \frac{d\gamma}{dt} \quad \text{и} \quad v_{CB} = \frac{v_A}{\sin \gamma},$$

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\sin \gamma}{v_A} \cdot \frac{d\gamma}{dt} \quad (22)$$

В силу уравнения (21)

$$\frac{d\gamma}{dt} = \frac{a_C}{v_A} \sin^2 \gamma.$$

Стало быть кривизна теоретического профиля кулачка может быть определена из следующего уравнения:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{a_C \sin^3 \gamma}{v_A^2} \quad (23)$$

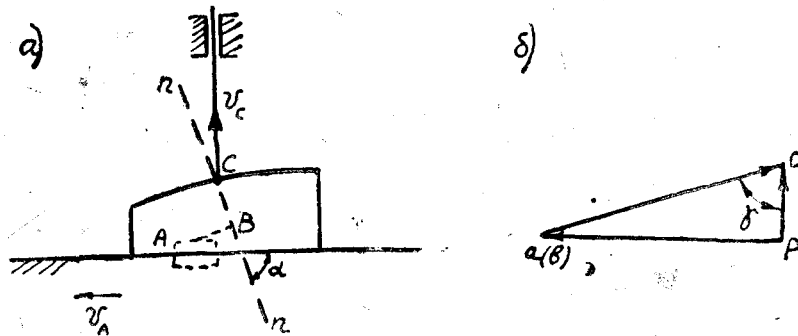


Рис. 6.

ЛИТЕРАТУРА

1. Белецкий В. Я., Некоторые задачи синтеза кривошипно-коромысловых, кривошипно-шатунных и кулачковых механизмов, 1947.
2. Бакстер М., Определение радиусов кривизны плоских кулачков. «Прикладная механика и машиностроение», № 1, 1952.
3. Белецкий В. Я., Новый метод синтеза плоских четырехзвенных механизмов. «Вестник инженеров и техников», № 11—12, 1946.

Доктор техн. наук В. Я. БЕЛЕЦКИЙ

О РАСЧЕТЕ НАИМЕНЬШИХ РАЗМЕРОВ ЦЕНТРАЛЬНЫХ И СМЕЩЕННЫХ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Расчет наименьших размеров центральных и смещенных кулачковых механизмов, ведомые звенья которых соприкасаются с кулачками острием или роликом, разработан доктором технических наук, проф. В. Т. Костицыным [1, 2] в двух вариантах.

При расчете по первому варианту исходным является условие: максимальный угол давления в механизме не должен быть больше допускаемого угла давления для исходного положения механизма. При этом условии размеры проектируемого механизма будут больше минимально необходимых размеров.

Второй вариант расчета зиждется на исходном условии о касании кривых фактических и допускаемых углов давления. Последнее условие дает возможность определить наименьшие размеры с точностью, зависящей исключительно от точности методов, при помощи которых выполняется расчет.

Выполнив расчет для одного частного случая, В. Т. Костицын [1, стр. 57—59] нашел, что при расчете по второму варианту размеры механизма получаются всего на 4,53% меньше, чем при расчете по первому варианту, но трудоемкость расчета при этом значительно возрастает. Поэтому он пришел к выводу о том, что если нет особых требований к точности получаемых результатов, то предпочтительно вести расчет по более простому варианту — первому¹.

Отметим однако, что критериев для оценки степени расхождения результатов, получаемых при расчете по каждому из вариантов, не предложено. Следовательно, предвидеть заранее, т. е. до выполнения расчета по обоим вариантам, сте-

¹ При сравнительной оценке обоих вариантов расчета соображение о том, что в процессе работы величина коэффициента трения может изменяться, должно быть, по нашему мнению, исключено: это обстоятельство необходимо учитывать независимо от расчетного варианта как выбором надлежащей величины коэффициента трения, так и величины коэффициента запаса от самозаклинивания механизма.

пень такого расхождения (которая, вообще говоря, может оказаться и значительно больше 4,55%) невозможно.

Итак, при расчете наименьших размеров механизма по первому варианту мы не имеем возможности судить о том, насколько размеры полученного механизма отличаются от действительно минимально необходимых.

Остановимся также на некоторой особенности предложенных [1, § 5] четырех методов расчета по второму варианту. Она заключается в следующем. Наименьшие размеры механизма находятся либо непосредственно по кривым, построенным по отдельным точкам, либо же как координаты точки касания кривой, построенной также по точкам в прямоугольной системе координат, с прямой, образующей с осями координат угол 45°. Вследствие этого, совершенно очевидно, что эти методы расчета отличаются не только значительной трудоемкостью — что отмечает и их автор, — но они практически не могут обеспечить получение точных значений искомых наименьших размеров.

Из изложенного нетрудно видеть, что имеется необходимость в разработке точного и достаточно простого метода расчета наименьших размеров кулачкового механизма рассматриваемого вида, исходя из условия равенства фактического и допустимого угла давления (или передачи) в одном из положений механизма.

Ниже излагается предлагаемый метод, основанный на использовании двух уравнений (1 и 5), приведенных в работе [1], и метода расчета наименьшего размера кулачка, изложенного в нашей работе [3].

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \gamma_0 &= \delta \cdot f \left(1 + 2 \frac{h-s}{l} \right), \\ h &= H + r - f \cdot r', \end{aligned} \quad (2)$$

где (рис. 1) (см. на стр. 29):

γ_0 — допустимый угол передачи от кулачка к ведомому звену.

δ — коэффициент запаса механизма от самозаклинивания,

f — коэффициент трения ведомого звена о направляющие,

H — максимальный размах ведомого звена,

r — радиус ролика,

r' — радиус ведомого звена,

S — перемещение ведомого звена от крайнего нижнего положения,

l — длина направляющей.

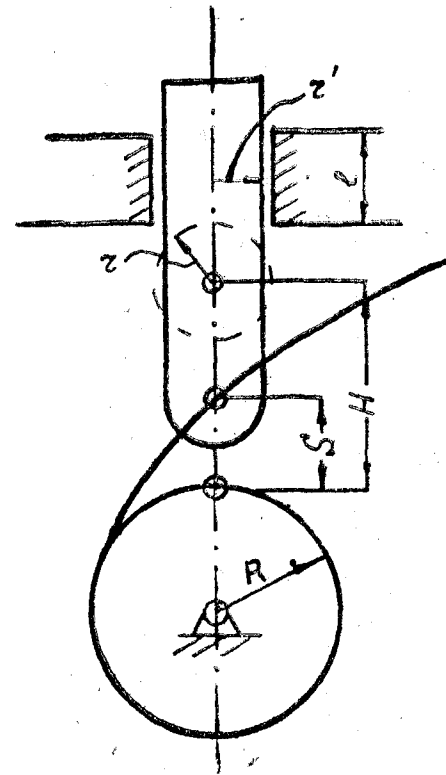


Рис. 1.

Радиус центрового (теоретического) профиля основной шайбы кулачка:

$$R = \frac{dS}{d\varphi} \operatorname{tg} \gamma_0 - S, \quad (3)$$

где φ — угол поворота кулачка.

На основании (1) уравнение (3) может быть записано следующим образом:

$$R = \frac{dS}{d\varphi} \delta \cdot f \left(1 + 2 \frac{h-S}{l} \right) - S. \quad (4)$$

Наименьшие размеры механизма должны отвечать условию:

$$\frac{dR}{dl} = -1. \quad (5)$$

В силу уравнения (4) будем иметь:

$$\frac{dR}{dl} = -2\delta \cdot f \frac{h-S}{l^2} \cdot \frac{dS}{d\varphi}. \quad (6)$$

Из уравнений (5) и (6) следует:

$$l^2 = 2\delta \cdot f (h-S) \frac{dS}{d\varphi}. \quad (7)$$

Наименьшая допустимая величина радиуса R находится (см. [3]) из условия: $\frac{dR}{d\varphi} = 0$, которое с помощью уравнения (4) после простых преобразований приведет к следующей зависимости:

$$l = 2 \frac{\frac{d^2 S}{d\varphi^2} (h-S) - \left(\frac{dS}{d\varphi} \right)^2}{\frac{1}{\delta \cdot f} \cdot \frac{dS}{d\varphi} - \frac{d^2 S}{d\varphi^2}}. \quad (8)$$

Исключая из уравнений (7) и (8) общую переменную ве-

личину l , получаем:

$$\frac{dS}{d\varphi} = \frac{2 \cdot \left[\frac{d^2 S}{d\varphi^2} (h-S) - \left(\frac{dS}{d\varphi} \right)^2 \right]^2}{\frac{1}{\delta \cdot f} \cdot \frac{dS}{d\varphi} - \frac{d^2 S}{d\varphi^2}} \quad (9)$$

Совершенно ясно, что значение угла поворота кулачка $\varphi = \varphi_m$, при котором только что полученное уравнение (9) обращается в тождество, дает то положение механизма, в котором равенство истинного и допустимого значений угла передачи обеспечивает получение механизма наименьших размеров. Зная φ_m , находим соответствующие ему значения величин $(S)_{\varphi = \varphi_m}$ и $\left(\frac{dS}{d\varphi} \right)_{\varphi = \varphi_m}$, подставляя которые в уравнения (4) и (7), находим соответственно R_{min} и l_{min} .

Таким образом, как мы видим, решение задачи не требует применения каких-либо искусственных приемов, а приводится к решению уравнения (9). Правда, в общем виде решить это уравнение вряд ли возможно, но графическое его решение не представляет никаких затруднений и выполняется обычным способом.

Поскольку график функции $\frac{dS}{d\varphi}$ при проектировании механизма всегда строится, то в той же координатной системе (и в том же, разумеется, масштабе) нужно построить дополнительный график изменения правой части уравнения (9). Абсцисса точки пересечения названных двух графиков и определит значение угла $\varphi = \varphi_m$. При этом, полученная величина φ_m , как обычно в таких случаях, при необходимости может быть уточнена с любой степенью.

Если полученное расчетным путем значение l_{min} оказывается не конструктивно малым, поступаем следующим образом. Выбираем подходящую величину l и, пользуясь уравнением (4), находим для ряда соответственных значений S и $\frac{dS}{d\varphi}$, величины R . Наибольшую из найденных таким образом величин R и следует принять за центровой радиус основной шайбы кулачка¹.

В том же случае, если приходится задаваться величиной l ,

¹ Положение механизма, которому соответствует минимально-допустимое значение R , может быть найдено из уравнения (9). Последнее проще всего решить графическим путем.

то находим ряд значений l из уравнения:

$$l = 2 \frac{h-S}{\frac{R+S}{\frac{dS}{\delta \cdot f}} - 1} \quad (10)$$

получаемого из уравнения (4), и останавливаемся на наибольшем из этих значений.

При расчете смещенного кулачкового механизма величину R надо рассматривать [2] как проекцию центрового радиуса шайбы кулачка на линию движения ведомого звена.

ЛИТЕРАТУРА

1. В. Т. Костицын, Методы расчета наименьших размеров кулачковых механизмов со штангой в прямолинейных направляющих. Труды семинара по теории машин и механизмов, т. III, вып. 12, 1947.
2. В. Т. Костицын, О наименьших размерах кулачковых механизмов, «Вестник машиностроения», № 9, 1947.
3. В. Я. Белецкий, К теории динамического проектирования кулачковых механизмов, «Вестник инженеров и техников», № 2, 1949.

Доктор техн. наук В. Я. БЕЛЕЦКИЙ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ КРИВОШИПНО-КОРОМЫСЛОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Кривошипно-коромысловые механизмы широко применяются в различных производственных машинах главным образом для преобразования вращательного движения кривошипа AB (рис. 1) в качательное движение коромысла CD .

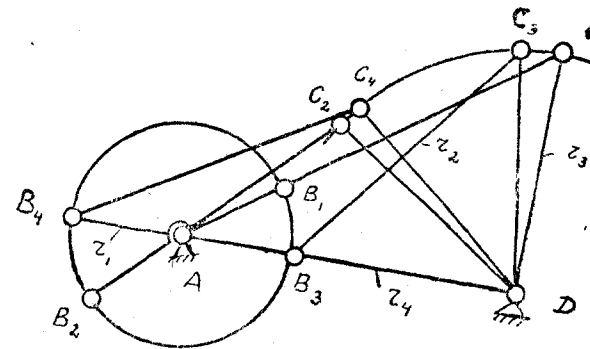


Рис. 1.

Задача проектирования таких механизмов состоит в определении относительных длин звеньев, обеспечивающих воспроизведение заданных величин угла размаха коромысла ψ и коэффициента изменения скорости хода k по условиям выполняемого технологического процесса. Решение такой задачи не сложно, особенно если воспользоваться графическим методом, приводимым в курсах теории механизмов и машин [1].

Однако проектируемый механизм должен удовлетворять и динамическим требованиям, заключающимся в том, чтобы угол передачи в механизме не был меньше некоторой предельной величины γ_{min} . Задание же этой величины, как показал канд. техн. наук, доц. С. А. Черкудинов [2], налагает определенные ограничения на относительные длины звеньев механизма.

В работе [3] автора предложен метод проектирования кривошипно-коромыслового механизма по заданным кинемати-

ческим (k и ψ) и динамическим ($\gamma_{min.}$) условиям. Решение приводится к проектированию механизма по четырем положениям (рис. 1): двум крайним (AB_1C_1D и AB_2C_2D) и двум (AB_3C_3D и AB_4C_4D), в которых углы передачи принимают наименьшие значения. Относительные размеры звеньев находятся при этом путем решения системы из семи уравнений. Анализ получаемых при таких расчетах результатов показывает, что угол передачи принимает наименьшее значение всегда в положении механизма AB_3C_3D . Отсюда следует возможность проектирования механизма лишь по трем его положениям (рис. 2).

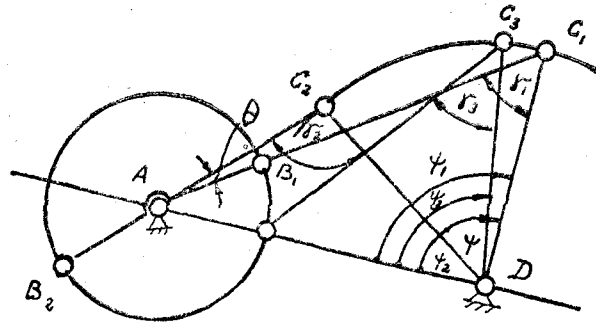


Рис. 2.

В этом случае, воспользовавшись формулами (1)–(5) и зависимостью (x), приведенными в работе [3], будем иметь:

$$\frac{r_4}{r_3} = \frac{\sin \gamma_1}{\sin (\psi_1 + \gamma_1)}; \quad (1)$$

$$\frac{r_4}{r_3} = \frac{\sin \gamma_2}{\sin (\psi_2 + \gamma_2)}; \quad (2)$$

$$\frac{r_4}{r_3} = (1 + i_3) \frac{\sin \gamma_3}{\sin (\psi_3 + \gamma_3)}; \quad (3)$$

$$\frac{r_4}{r_2} = (1 + i_3) \frac{\sin \gamma_3}{\sin \psi_3}; \quad (4)$$

$$\frac{r_4}{r_2} = \frac{2}{\frac{\sin \psi_1}{\sin \gamma_1} + \frac{\sin \psi_2}{\sin \gamma_2}}; \quad (5)$$

$$\frac{r_4}{r_1} = \frac{1}{i_3} + 1; \quad (6)$$

$$\frac{r_4}{r_1} = \frac{2}{\frac{\sin \psi_1}{\sin \gamma_1} - \frac{\sin \psi_2}{\sin \gamma_2}}. \quad (7)$$

Здесь:

r_1 — длина кривошипа AB ;

r_2 — длина шатуна BC ;

r_3 — длина коромысла CD ;

r_4 — длина стойки AD ;

γ — угол между шатуном и коромыслом;

ψ — угол наклона коромысла к стойке;

i — передаточное отношение механизма (отношение угловых скоростей коромысла и кривошипа).

Взамен (1)–(7) легко получаем следующую систему из четырех уравнений:

$$\frac{\sin (\psi_1 + \gamma_1)}{\sin (\psi_2 + \gamma_2)} = \frac{\sin \gamma_1}{\sin \gamma_2}; \quad (8)$$

$$\frac{1}{i_3} = \frac{2}{\frac{\sin \psi_1}{\sin \gamma_1} - \frac{\sin \psi_2}{\sin \gamma_2}} - 1; \quad (9)$$

$$\sin \psi_3 = 0,5 (1 + i_3) \left(\frac{\sin \psi_1}{\sin \gamma_1} + \frac{\sin \psi_2}{\sin \gamma_2} \right) \sin \gamma_3; \quad (10)$$

$$\frac{\sin (\psi_1 + \gamma_1)}{\sin \gamma_1} = \frac{\sin (\psi_3 + \gamma_3)}{(1 + i_3) \sin \gamma_3} \quad (11)$$

Как известно, величина коэффициента изменения скорости хода k и острый угол θ (рис. 2) между осевыми линиями шатуна B_1C_1 и B_2C_2 в крайних положениях механизма связаны следующей зависимостью:

$$\theta = 180^\circ \frac{k-1}{k+1}. \quad (12)$$

Из рис. 2 видно, что

$$\psi_2 = \psi_1 - \psi \quad (13)$$

и

$$180^\circ - (\psi_2 + \gamma_2) = 180^\circ - (\psi_1 + \gamma_1) + \theta.$$

Следовательно,

$$\gamma_2 = \gamma_1 + \psi - \theta.$$

Введем обозначение

$$\lambda = \psi - \theta; \quad (14)$$

тогда

$$\gamma_2 = \gamma_1 + \lambda. \quad (15)$$

Итак, заданные условиями проектирования механизма величины ψ и k устанавливают определенную зависимость не

только между углами ψ_1 и ψ_2 , но также и между углами γ_1 и γ_2 . Так как, кроме того, задана еще и величина $\gamma_3 = \gamma_{min}$, то нетрудно видеть, что приведенная выше система из четырех уравнений (8)–(11) содержит четыре неизвестные величины, которые, следовательно, определятся в результате решения системы.

Последнее может быть выполнено следующим, например, образом:

1. Задаемся произвольным значением угла γ_1 , причем известно, что $\gamma_1 > \gamma_{min}$.
2. Находим из уравнения (12) величину θ .
3. Из уравнения (14) находим λ .
4. В силу зависимости (15) получаем γ_2 .
5. Уравнение (8) на основании (13) можно записать таким образом:

$$\frac{\sin(\psi_1 + \gamma_1)}{\sin(\psi_1 - \psi + \gamma_2)} = \frac{\sin \gamma_1}{\sin \gamma_2}. \quad (16)$$

Это уравнение дает возможность определить ψ_1 .

6. Воспользовавшись зависимостью (13), находим ψ_2 .
7. Определяем из уравнения (9) i_3 .
8. По уравнению (10) вычисляем ψ_3 .
9. Представив уравнение (11) в следующем виде

$$\text{Ctg } \gamma_1 = \frac{A - \cos \psi_1}{\sin \psi_1}, \quad (17)$$

где

$$A = \frac{\sin(\psi_3 + \gamma_3)}{(1 + i_3) \sin \gamma_3}, \quad (18)$$

находим из него величину угла γ_1 , которую обозначим через γ_1^* .

Разумеется, величина γ_1^* окажется не равной в общем случае произвольно выбранной в начале расчета величине γ_1 .

Поэтому зададимся новым значением γ_1 и повторим весь приведенный выше расчет. В результате найдем новое значение γ_1^* и так до тех пор, пока не будет достигнуто равенство $\gamma_1^* = \gamma_1$.

Для сокращения числа повторных расчетов полезно, как всегда в аналогичных случаях, прибегнуть к построению в прямоугольной системе координат графиков функций. В нашем случае графиков $\psi_1 = \psi_1(\gamma_1)$ и $\gamma_1^* = \gamma_1^*(\psi_1)$. Координаты точки пересечения этих графиков дадут истинные значения величин γ_1 и ψ_1 . При необходимости последние при помощи уравнения (16) могут быть уточнены с любой точностью.

После этого согласно зависимости (13) найдется величина ψ_2 .

Наконец, по формулам (1), (5) и (7) находим значения величин: $\frac{r_4}{r_3}$, $\frac{r_4}{r_2}$ и $\frac{r_4}{r_1}$.

Остальные формулы — (2), (3), (4) и (6) — могут быть использованы для проверки правильности произведенного расчета. Впрочем, такая проверка может быть проведена непосредственно по кинематической схеме спроектированного механизма; однако первый путь является более точным.

Отметим, что в некоторых случаях практики может оказаться более целесообразным проектировать механизм так, чтобы предельный угол передачи γ_{min} был равен не наименьшему углу передачи холостого хода механизма, как это изложено выше, а наименьшему углу передачи рабочего хода. Естественно, в таком случае в период холостого хода угол передачи будет принимать значения и меньшие предельного. Но поскольку при холостом ходе усилия, передаваемые от кривошипа к коромыслу, значительно меньше, чем при рабочем ходе, то указанное обстоятельство не имеет существенного значения.

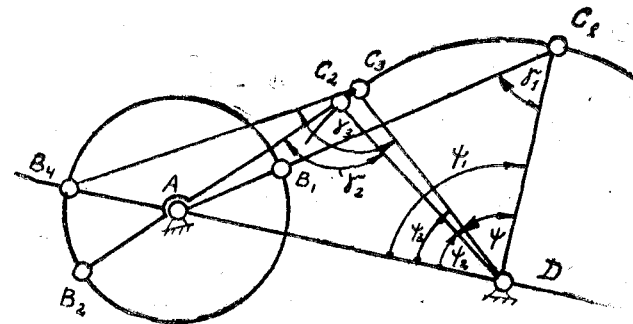


Рис. 3.

При проектировании механизма по заданным величинам (рис. 3) ψ , κ и $\gamma_4 = \gamma_{min}$ изложенный выше порядок расчета полностью сохраняется, но взамен уравнений (10), (11) и (18) будем (см. [3]) соответственно иметь:

$$\sin \psi_4 = 0,5 \left(\frac{\sin \psi_1}{\sin \gamma_1} + \frac{\sin \psi_2}{\sin \gamma_2} \right) (1 - i_4) \sin \gamma_4; \quad (10,a)$$

$$\frac{\sin(\psi_1 + \gamma_1)}{\sin \gamma_1} = \frac{\sin(\psi_4 + \gamma_4)}{(1 - i_4) \sin \gamma_4}; \quad (11,a)$$

$$A = \frac{\sin(\psi_4 + \gamma_4)}{(1 - i_4) \sin \gamma_4}. \quad (18,a)$$

Приведем числовой расчет.

Требуется спроектировать кривошипно-коромысловый механизм по следующим условиям: коэффициент изменения скорости хода $\kappa = 1,25$, максимальный размах коромысла $\psi = 30^\circ$, предельное значение угла передачи при холостом ходе механизма $\gamma_3 = 45^\circ$.

Расчет ведем согласно изложенной выше схеме.

1. Выбираем $\gamma_1 = 70^\circ$.

2. Согласно уравнению (12) имеем:

$$\Theta = 180^\circ \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} = 180^\circ \frac{1,25 - 1}{1,25 + 1} = 20^\circ.$$

3. Из уравнения (14) находим:

$$\lambda = \psi - \Theta = 30^\circ - 20^\circ = 10^\circ.$$

4. По уравнению (15):

$$\gamma_2 = \gamma_1 + \lambda = 70^\circ + 10^\circ = 80^\circ.$$

5. В соответствии с уравнением (16)

$$\frac{\sin(\psi_1 + \gamma_1)}{\sin(\psi_1 - \psi + \gamma_2)} = \frac{\sin \gamma_1}{\sin \gamma_2},$$

или подставляя известные нам величины:

$$\frac{\sin(\psi_1 + 70^\circ)}{\sin(\psi_1 + 50^\circ)} = \frac{\sin 70^\circ}{\sin 80^\circ} = 0,96;$$

отсюда находим $\psi_1 = 37^\circ$.

6. Согласно зависимости (13)

$$\psi_2 = \psi_1 - \psi = 37^\circ - 30^\circ = 7^\circ.$$

В силу уравнения (9):

$$\frac{1}{i_3} = \frac{2}{\frac{\sin \psi_1}{\sin \gamma_1} - \frac{\sin \psi_2}{\sin \gamma_2}} - 1 = \frac{2}{\frac{\sin 37^\circ}{\sin 70^\circ} - \frac{\sin 7^\circ}{\sin 80^\circ}} - 1 = 2,8.$$

Поэтому $i_3 = 0,35$.

$$\begin{aligned} 8. \sin \psi_3 &= 0,5 \left(\frac{\sin \psi_1}{\sin \gamma_1} + \frac{\sin \psi_2}{\sin \gamma_2} \right) (1 + i_3) \sin \gamma_3 = \\ &= 0,5 \left(\frac{\sin 37^\circ}{\sin 70^\circ} + \frac{\sin 7^\circ}{\sin 80^\circ} \right) (1 + 0,35) \sin 45^\circ = 0,38. \end{aligned}$$

Откуда находим $\psi_3 = 22^\circ$.

$$9. A = \frac{\sin(\psi_3 + \gamma_3)}{(1 + i_3) \sin \gamma_3} = \frac{\sin(22^\circ + 45^\circ)}{(1 + 0,35) \sin 45^\circ} = 0,95.$$

$$\operatorname{ctg} \gamma_1 = \frac{A - \cos \psi_1}{\sin \psi_1} = \frac{0,95 - \cos 37^\circ}{\sin 37^\circ} = 0,25;$$

отсюда: $\gamma_1^* = 76^\circ$.

Поскольку $\gamma_1^* = 76^\circ \neq \gamma_1 = 70^\circ$, то расчет приходится повторить, задавшись новым значением γ_1 . Построив графики $\psi_1 = \psi_1(\gamma_1)$ и $\gamma_1^* = \gamma_1^*(\psi_1)$, быстро найдем, что $\gamma_1 = 60^\circ$ и $\psi_3 = 53^\circ$.

После этого согласно приведенной выше схеме расчета устанавливаем, что $\gamma_2 = 70^\circ$, $\psi_2 = 23^\circ$ и $\psi_3 = 39^\circ$.

Согласно формулам (1), (5) и (7) находим:

$$\frac{r_4}{r_1} = \frac{\sin \gamma_1}{\sin(\psi_1 + \gamma_1)} = \frac{\sin 60^\circ}{\sin 113^\circ} = 0,95;$$

$$\frac{r_4}{r_2} = \frac{2}{\frac{\sin \psi_1}{\sin \gamma_1} + \frac{\sin \psi_2}{\sin \gamma_2}} = \frac{2}{\frac{\sin 53^\circ}{\sin 60^\circ} + \frac{\sin 23^\circ}{\sin 70^\circ}} = 1,5;$$

$$\frac{r_4}{r_1} = \frac{2}{\frac{\sin \psi_1}{\sin \gamma_1} - \frac{\sin \psi_2}{\sin \gamma_2}} = \frac{2}{\frac{\sin 53^\circ}{\sin 60^\circ} - \frac{\sin 23^\circ}{\sin 70^\circ}} = 4.$$

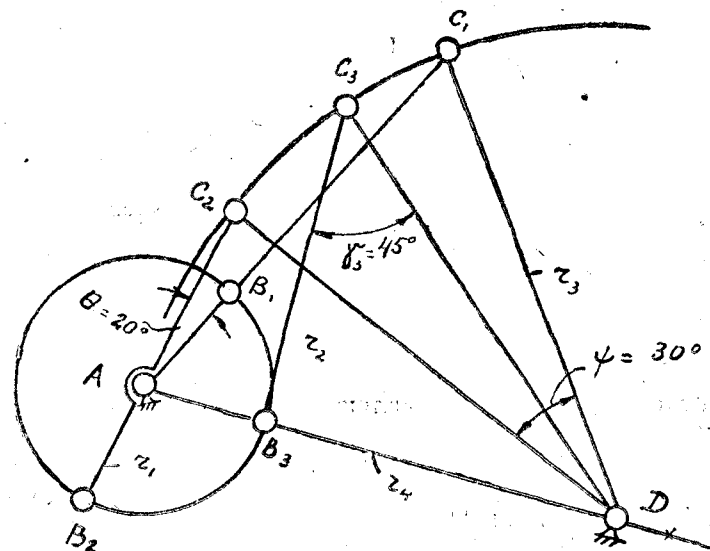


Рис. 4.

Кинематическая схема найденного механизма изображена на рис. 4.

Изложенный метод расчета может быть, разумеется, использован и для проектирования кривошипно-коромыслового механизма при условии, что коэффициент k , а следовательно, и угол θ равны нулю.

Для такого механизма (рис. 5) вследствие его симметричности:

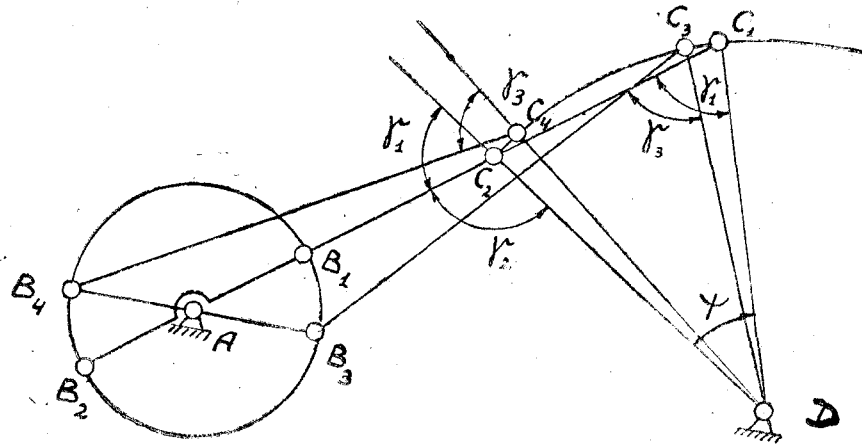


Рис. 5.

$$\gamma_1 = 90^\circ - 0,5\psi \quad (19)$$

и

$$\gamma_2 = 90^\circ + 0,5\psi. \quad (20)$$

Ввиду этого уравнение (8) для рассматриваемого случая обращается в тождество.

Таким образом, для решения поставленной задачи мы располагаем тремя уравнениями (9), (10) и (11), из которых нужно определить три неизвестные величины: ψ_1 , ψ_3 и i_3 . При этом дополнительно следует воспользоваться условием (13).

Поскольку заданными являются величины ψ и γ_3 , то решение можно вести по следующей схеме.

1. Из уравнений (19) и (20) находим значения величин γ_1 и γ_2 ;
2. Задаваясь произвольным значением угла ψ_1 , вычисляем согласно (13) ψ_2 , а затем, по уравнению (9) — соответственно i_3 ;
3. Из уравнения (10) находим ψ_3 ;
4. По уравнению (11) вычисляем ψ_1 , которое, конечно, не будет совпадать с первоначально избранным.

В дальнейшем можно поступить аналогично изложенному ранее. Построить в прямоугольной прямолинейной системе координат две кривые $i_3 = i_3(\psi)_1$ по уравнению (11). Координаты точки пересечения этих кривых дадут истинные величины ψ_1 и i_3 . После этого определение относительных размеров звеньев производится в соответствии с уравнениями (1)–(7).

ЛИТЕРАТУРА

1. Артоболевский И. И., Теория механизмов и машин, § 67, 1953.
2. Черкудинов С. А., Угол передачи в шарнирном четырехзвеннике, Труды семинара по теории машин и механизмов Института машиноведения АН СССР, вып. 9, 1947.
3. Белецкий В. Я., К динамическому синтезу шарнирных четырехзвенных механизмов, «Вестник инженеров и техников», № 5, 1951.

Канд. техн. наук, доцент В. Ф. МАЛЬЦЕВ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСПОРНОГО УСИЛИЯ МЕЖДУ ДИСКАМИ КЛИНОРЕМЕННЫХ БЕССТУПЕНЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

В приводе рабочих машин широкое распространение нашли клиноременные бесступенчатые передачи благодаря ряду достоинств, присущих этим передачам [3]. Однако в ряде случаев они выходят из строя раньше установленного срока.

На основании опыта эксплуатации клиноременных бесступенчатых передач в приводах волочильных станков и канатобьющих машин на Одесском сталепроволочно-канатном заводе было установлено, что основной причиной недостаточной долговечности указанных передач является малая работоспособность деталей, воспринимающих осевую нагрузку, и прежде всего, шариковых подшипников.

Чтобы решить вопрос о правильном выборе подшипников с требуемой работоспособностью и о расчете направляющих подвижных дисков, необходимо определить распорное усилие Q между половинками шкивов. Существующие методы определения усилия Q основаны на расчетной схеме, где усилия со стороны ремня на половинки шкивов рассматриваются в одной плоскости подобно действию симметричного клина, а поэтому эти методы являются сугубо приближенными.

Ниже излагается точный метод определения распорного усилия, действующего на половинки раздвижного клиноременного шкива.

Рассмотрим элемент клинового ремня A на ведомом шкиве (рис. 1), соответствующий центральному углу $d\varphi$. Пусть натяжение ремня в сечении 1—0 равно s , тогда в сечении 11—0 оно будет $s + ds$. В радиальном направлении на этот элемент действует сила инерции dI , развиваемая массой элемента при его вращательном движении вместе со шкивом, которая определится

$$dI = q \frac{v^2}{g} d\varphi,$$

где q — вес одного погонного метра ремня в кг;
 v — постоянная окружная скорость ремня в м/сек;
 g — ускорение силы тяжести в м/сек².

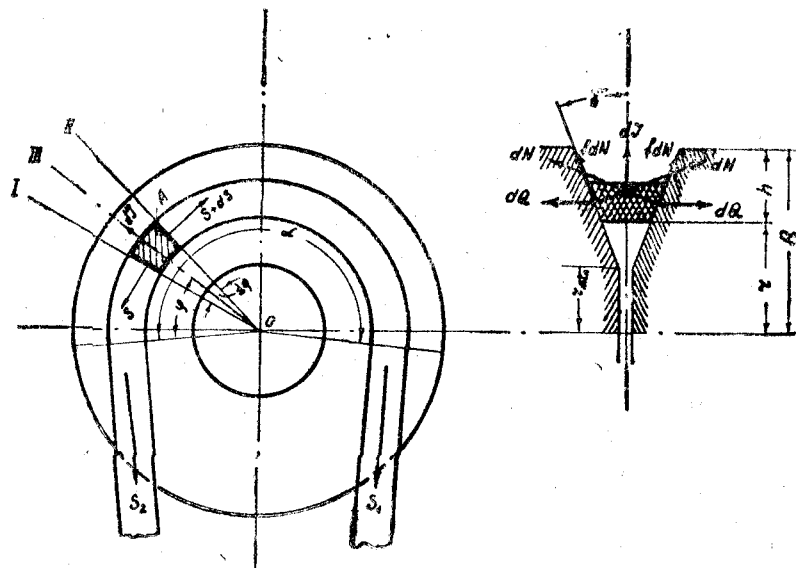


Рис. 1.

Со стороны конической поверхности половинок шкива на элемент действуют нормальные давления dN и силы трения fdN . Здесь f — коэффициент трения на поверхности соприкосновения ремня и шкива. Распорное усилие Q , действующее со стороны элемента ремня на шкив, найдется из условия равновесия элемента:

$$dQ = \frac{\left(S - q \frac{v^2}{g}\right) (\cos \gamma - f \sin \gamma)}{2 (\sin \gamma + f \cos \gamma)} d\varphi = \frac{S - q \frac{v^2}{g}}{2 \operatorname{tg} (\gamma + \rho)} d\varphi, \quad (1)$$

где ρ — угол трения на поверхности соприкосновения шкива и ремня.

Из теории клиноременной передачи известна зависимость (1)

$$\frac{ds}{S - q \frac{v^2}{g}} = \kappa f d\varphi, \quad (2)$$

где

$$\kappa = \frac{2 (R^3 - r^3)}{3 (R^2 - r^2) \sin \gamma \cdot \rho_u}.$$

Обозначим S_2 натяжение ведомой ветви ремня. Интегрируя выражение (2), получим закон изменения S в функции угла φ

$$\int_{S_2}^S \frac{ds}{S - q \frac{v^2}{g}} = \int_0^\varphi \kappa f d\varphi$$

или

$$S - q \frac{v^2}{g} = \left(S_2 - q \frac{v^2}{g}\right) l^{\kappa f \varphi}. \quad (3)$$

Подставляя в выражение (3) значение $S_2 - q \frac{v^2}{g}$, определенное по формуле [1]

$$S_2 - q \frac{v^2}{g} = \frac{P}{l^{\kappa f \alpha - 1}},$$

получим

$$S - q \frac{v^2}{g} = \frac{P l^{\kappa f \varphi}}{l^{\kappa f \alpha - 1}},$$

где P — окружное усилие.

После подстановки значения $S - q \frac{v^2}{g}$ в уравнение (1) последнее запишется

$$dQ = \frac{P l^{\kappa f \varphi} d\varphi}{2 \operatorname{tg} (\gamma + \rho) (l^{\kappa f \alpha} - 1)}. \quad (4)$$

Интегрируя обе части выражения (4), найдем:

$$\int_0^Q dQ = \int_0^\alpha \frac{P l^{\kappa f \varphi} d\varphi}{2 \operatorname{tg} (\gamma + \rho) \cdot (l^{\kappa f \alpha} - 1)}$$

или

$$Q = \frac{P}{2 \kappa f \operatorname{tg} (\gamma + \rho)}. \quad (5)$$

Подставляя значение κ в последнее выражение, окончательно получим

$$Q = \frac{3 P (R^2 - r^2) \sin \gamma \rho_u}{4 f (R^3 - r^3) \operatorname{tg} (\gamma + \rho)}. \quad (6)$$

Эта формула значительно упростится, если принять [2]

$$\rho_u \approx \frac{2 (R^3 - r^3)}{3 (R^2 - r^2)},$$

тогда

$$Q = \frac{P \sin \gamma}{2 f \operatorname{tg} (\gamma + \rho)}. \quad (7)$$

Формулы (6) и (7) могут быть использованы при расчете на прочность и выносливость элементов бесступенчатых клиноремennых передач, а также для определения усилий, действующих на регулирующий механизм. Последнее весьма важно знать в случае автоматической регулировки передачи.

ЛИТЕРАТУРА

1. Поляков В. С., Клиноремennые передачи, Машгиз, 1947.
2. Пронин Б. А., Клиноремennые передачи, Машгиз, 1952 (ВНИТОМАШ).
3. Мальцев В. Ф., Клиноремennые бесступенчатые передачи со стандартными ремнями. «Вестник машиностроения», № 10, 1953.

Канд. техн. наук, доцент В. Ф. МАЛЬЦЕВ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ФОРМЫ РОЛИКА ПРОСТРАНСТВЕННЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

В современном машиностроении широкое применение находят пространственные кулачковые механизмы.

К недостаткам этих механизмов следует отнести повышенный износ поверхностей кулачка и ролика, обусловленный скольжением при перекатывании ролика по поверхности паза кулачка.

С целью уменьшения этого скольжения ролики выполняются либо сферической формы, либо в форме усеченного конуса [1].

Кулачковые механизмы со сферическими роликами наиболее благоприятны в смысле уменьшения скольжения, но не всегда применимы по причине высоких контактных напряжений на поверхности соприкосновения ролика и кулачка. Эти же механизмы с коническими роликами, наоборот, приводят к меньшим контактным напряжениям, но повышенному скольжению. Скольжение между роликом и кулачком в каждом случае можно свести к минимуму подбором соответствующей формы ролика и рабочей поверхности кулачка.

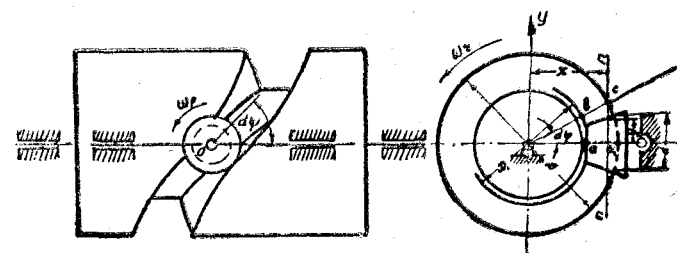


Рис. 1.

У кулачкового механизма с поступательно-движущимся ведомым звеном (рис. 1) при повороте кулачка на угол $d\varphi$ ролик перекатится по элементарной поверхности паза кулачка.

ка $abca_1$ и повернется при этом вокруг своей оси вращения на угол $d\psi$.

Считая элементарную поверхность $abca_1$ винтовой с постоянным шагом S , развернем винтовые линии ее на плоскость (рис. 2).

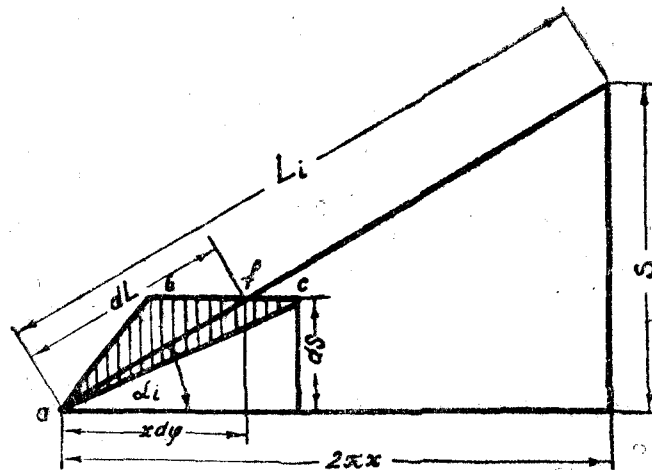


Рис. 2.

Здесь прямые ab и ac являются развертками винтовых линий, расположенных соответственно на цилиндрах с диаметром D_1 и D . Определим длину линии перекачивания ролика по поверхности паза кулачка, соответствующую произвольному сечению ролика nn (рис. 1). Для этого на рис. 2 проведем прямую af представляющую развертку винтовой линии, расположенной на цилиндре произвольного радиуса x , тогда сможем записать:

$$dL = \frac{x}{\cos \alpha_i} d\varphi, \dots \dots \dots (1)$$

или

$$dL = x \sqrt{\tan^2 \alpha_i + 1} d\varphi, \dots \dots \dots (2)$$

так как

$$\tan \alpha_i = \frac{s}{2\pi x}, \dots \dots \dots (3)$$

то

$$dL = \frac{1}{2\pi} \sqrt{s^2 + 4\pi^2 x^2} d\varphi. \dots \dots \dots (4)$$

Длина элементарной дуги перекачивания ролика для сечения nn определится:

$$dl = y d\psi \dots \dots \dots (5)$$

Качание ролика по поверхности паза кулачка будет происходить без скольжения, если

$$dL = dl, \dots \dots \dots (6)$$

т. е.

$$y d\psi = \frac{1}{2\pi} \sqrt{s^2 + 4\pi^2 x^2} d\varphi. \dots \dots \dots (7)$$

Для значений

$$y = \frac{d}{2} \text{ и } x = D/2$$

это выражение запишется:

$$d/2 d\psi = \frac{1}{2\pi} \sqrt{s^2 + 4\pi^2 \frac{D^2}{4}} d\varphi. \dots \dots \dots (8)$$

После подстановки $d\psi$ из (8) в (7) и некоторых преобразований, получим:

$$y^2 = \frac{\left[\left(\frac{s^1}{2}\right)^2 + (\pi x)^2\right] d^2}{s^2 + (\pi D)^2}. \dots \dots \dots (9)$$

Последним выражением определяется форма поверхности ролика и поверхности профиля паза кулачка в случае качания ролика без скольжения. Из формулы (9) нетрудно усмотреть, что форма ролика при качании без скольжения в общем случае должна представлять собой сложную поверхность. Но так как практически форма ролика выполняется в виде поверхности вращения, то в этом случае, когда $s = f(\varphi)$ качание ролика будет сопровождаться скольжением.

Чистое качание теоретически можно получить только лишь тогда, когда паз кулачка выполнен по винтовой поверхности с постоянным шагом, т. е. $s = \text{const}$.

Действительно после некоторых преобразований получим:

$$\frac{y^2}{b^2} - \frac{x^2}{a^2} = 1, \dots \dots \dots (10)$$

где

$$a = \frac{s}{2\pi}, \quad b = \frac{sd}{2\sqrt{s^2 + (\pi D)^2}}.$$

Следовательно ролик будет иметь форму гиперboloида вращения, профиль же паза кулачка должен быть очерчен по гиперболе согласно уравнению (10).

Скорость v_k движения точки по винтовой линии, описанной на цилиндре радиуса x , и скорость v_p вращения ролика

ка, соответствующего радиусу y , определяется из соотношения

$$v_k = L_i n_k = \sqrt{(2\pi x)^2 + s^2} n_k,$$

$$v_p = 2\pi y n_p,$$

где n_k — число оборотов кулачка,

n_p — число оборотов ролика.

Для качания без скольжения необходимо выполнить условие

$$v_p = v_k$$

или

$$n_p = \frac{\sqrt{(2\pi x)^2 + s^2}}{2\pi y} n_k.$$

Последнее уравнение, если подставить в него $x = \frac{D}{2}$ и $y = \frac{d}{2}$, будет иметь вид

$$n_p = \frac{\sqrt{(\pi D)^2 + s^2}}{\pi d} n_k.$$

Хотя шаг винтовой поверхности паза кулачка в большинстве случаев является величиной переменной, однако чаще всего участки, соответствующие рабочему движению, выполняются в виде винтовой поверхности с постоянным шагом, как показано на диаграмме (рис. 3).

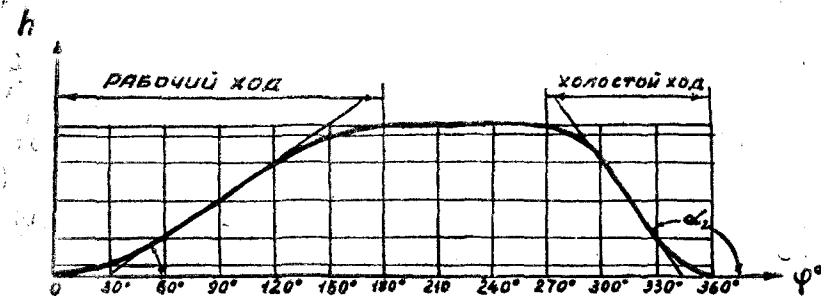


Рис. 3.

Чтобы получить при этом меньший износ следует форму ролика определять для рабочего участка движения, для которой величина $s = \text{const.}$

Если паз кулачка выполнен по винтовой поверхности с пе-

ременным шагом, то можно рекомендовать проектировать форму ролика и профиля паза кулачка по средней величине шага S_{cp} согласно формуле (10).

Средняя величина шага:

$$S_{cp} = \frac{1}{\varphi_p} \int_0^{\varphi_p} s(\varphi) d\varphi, \quad (11)$$

где φ_p — угол поворота кулачка, соответствующий расчетному участку профиля кулачка.

Учитывая условия изготовления, поверхность гиперboloида вращения может быть заменена поверхностью конуса, как показано на рис. 4 пунктирными линиями.

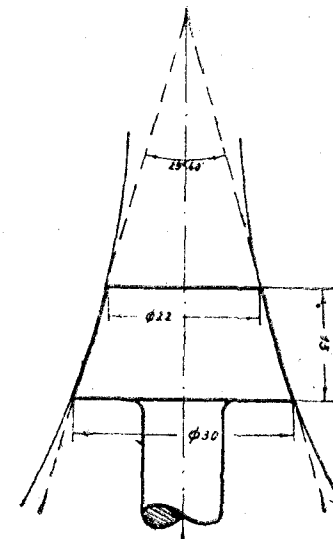


Рис. 4.

Необходимо заметить, что чем меньше осевой шаг паза кулачка, тем гиперboloид вращения ближе подходит к поверхности конуса. При $S = 0$, уравнение гиперболы (10) дает две прямые, следовательно, ролик будет иметь форму конуса.

Для пространственных механизмов с качающимся ведомым звеном наблюдается перемещение ролика относительно кулачка не только в плоскости качания ведомого звена, но и в направлении, перпендикулярном этой плоскости (в направлении оси ролика).

Это значит, что в этих механизмах скольжение будет наблюдаться при любой форме ролика. Если перемещение ролика в направлении его оси вращения относительно не велико, то следует отдать предпочтение конической форме ролика, особенно в том случае, когда осевой шаг в период рабочего хода остается примерно постоянным.

Определение формы ролика в этом случае можно производить теми же методами, как и для кулачкового механизма с поступательно-движущимся звеном.

Если же перемещение ролика относительно кулачка в направлении оси вращения ролика велико, а осевой шаг резко изменяется, следует применять ролики сферической формы.

Пример: Определить форму ролика для пространственного кулачкового механизма с поступательно движущимся ведомым звеном, воспроизводящим закон движения согласно рис. 3, если известно: угол подъема средней линии паза кулачка в период рабочего хода $\alpha_1 = 30^\circ$, $d = 30$ мм, $D = 80$ мм, $D_1 = 50$ мм.

Шаг винтовой поверхности в период рабочего хода определится:

$$s = \pi D \operatorname{tg} \alpha_1 = 3,14 \cdot 80 \cdot 0,577 = 145 \text{ мм.}$$

Величина полуосей гиперболы:

$$a = \frac{s}{2\pi} = \frac{145}{6,28} = 23,2,$$

$$b = \frac{sd}{2\sqrt{s^2 + (\pi D)^2}} = \frac{145 \cdot 30}{2\sqrt{145^2 + (3,14 \cdot 80)^2}} = 7,5.$$

Уравнение гиперболы запишется:

$$\frac{y^2}{56,25} - \frac{x^2}{538,24} = 1.$$

По этому уравнению на рис. 4 построена форма ролика. Пунктиром указана заменяющая конусная поверхность.

ЛИТЕРАТУРА

1. Решетов Л. Н., Кулачковые механизмы. Машгиз, 1948.
2. Юдин В. А., Динамический синтез плоских и пространственных кулачковых механизмов, 1940.

Канд. техн. наук, доцент А. Д. КОРОБ

ВОПРОСЫ ВЕСА И СТОИМОСТИ НЕКОТОРЫХ БОЛТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

При проектировании болтовых соединений часто представляется возможность применения нескольких вариантов конструкции. Выбрать нужно, конечно, наиболее экономичный вариант. Однако конструктор не всегда имеет возможность пользоваться калькуляциями стоимости, выполненными по всем сравниваемым вариантам. Поэтому большую помощь могли бы оказать общие данные о влиянии основных параметров — в частности болтовых соединений — на вес и стоимость проектируемой конструкции. Но разработка общих рекомендаций для всех возможных болтовых соединений весьма сложна в связи с многообразием конструкций и различием в требованиях, предъявляемых к соединениям.

В настоящей работе сделана попытка дать некоторые общие экономические соображения по вопросу влияния основных параметров отдельных болтовых соединений на их вес и стоимость, основанные на анализе веса и стоимости болтов с гайками, а также присоединительных частей соединения. Следует отметить, что изложенные ниже рекомендации можно отнести только к простым, малоответственным болтовым соединениям, подвергаемым статической нагрузке. Сравнимые варианты равнопрочных соединений должны быть равноценными по прочим условиям: плотности, жесткости и др. Все расчеты стоимости болтов с гайками, а также присоединительных частей выполнены на основании прейскурантов оптовых цен на 1952 г. [1, 2].

Остановимся сначала на вопросе о выборе числа болтов в соединении. Понятно, что с увеличением числа болтов можно уменьшать их диаметр.

Какой же вариант следует предпочесть: с большим или с меньшим числом болтов?

В большинстве конструкций соединений диаметры болтов определяют размеры присоединительных частей.

Таблица 1

		М 12	М 16	М 20	М 22	М 27
1	Эквивалентное по прочности количество болтов	10	5,25	3,34	2,66	1,75
2	Вес эквивалентного количества болтов с гайками в кг	0,9	0,92	1,07	1,21	1,29
3	Снижение веса болтов с гайками при переходе к ближайшему меньшему их диаметру в %	2,2	13,6	12,0	8,1	
4	Стоимость эквивалентного количества болтов в рублях	2,2	2,02	2,16	2,18	2,12
5	Вес двух поясов присоединительных частей длиной 10 см в кг	0,96	1,4	1,9	2,98	3,12
6	Стоимость двух поясов присоединительных частей длиной 10 см в рублях	3,85	5,62	7,63	9,16	12,53
7	Снижение веса и стоимости присоединительных частей при переходе от большего к ближайшему меньшему диаметру болтов в %	31,3	26,1	16,8	26,8	

В табл. 1 приведены веса и стоимости равнопрочных соединений группами черных болтов разных диаметров d при осевой, равномерно распределенной нагрузке.

Здесь имеются в виду лишь случаи, когда прочность соединения зависит только от суммарной площади сечения всех болтов.

При определении веса поясов присоединительных частей принята толщина фланца $\delta=1,25 d$. Ширина фланца принята по ГОСТ 1234-41. Стоимость присоединительных частей определена по их весу, исходя из оптовых цен на 1 кг чугуна литья средней сложности весом отливки до 50 кг [2].

Из таблицы видно, что варианты с меньшим диаметром болтов дают значительные снижения веса и стоимости присоединительных частей наряду с некоторым снижением веса болтов с гайками. Стоимость болтов с гайками при этом колеблется в пределах $\pm 5\%$. Однако, если учесть, что удельный вес стоимости присоединительных частей деталей в весе и стоимости всего соединения значительно выше, чем болтов с гайками, то можно видеть, что стоимость соединения в целом снижается с уменьшением диаметра болтов.

Таким образом, из числа возможных вариантов более выгодными по весу и стоимости являются варианты с меньшим диаметром болтов.

Переходим теперь к сравнению возможных вариантов соединения болтов, нагруженных поперечными силами. Как известно, в этих случаях можно осуществить соединение чистыми болтами, работающими на срез либо черными (или полученными) болтами, рассчитываемыми на растяжение.

При этом расчетная нагрузка для черных болтов на растяжение примерно в 5 раз больше, чем для чистых на срез [3]. Понятно, что при одинаковой нагрузке диаметр черных болтов значительно возрастает по сравнению с диаметром чистых болтов. В соответствии с увеличением диаметра увеличатся также размеры присоединительных частей. Что же касается стоимости соединения, то следует иметь в виду, что при чистых болтах добавляются расходы на развертывание отверстий и запрессовку болтов.

Таблица 2

		Чистые М 12	Черные	
			М 20	М 27
1	Эквивалентное по прочности количество болтов	10	16,7	8,8
2	Вес эквивалентного количества болтов с гайками в кг	0,9	5,32	6,48
3	Стоимость эквивалентного количества болтов с гайками (для чистых, включая стоимость запрессовки и развертывания отверстий) в рублях	8,13	13,8	10,7
4	Вес двух поясов присоединительных частей длиной 10 см в кг	0,96	1,9	3,12
5	Стоимость двух поясов присоединительных частей длиной 10 см в рублях	3,75	7,63	12,53

В табл. 2 приведены сравнительные данные о весе и стоимости равнопрочных соединений чистыми и черными болтами при поперечной нагрузке. К стоимости чистых болтов с гайками добавлена стоимость их запрессовки и развертывания отверстий, рассчитанная исходя из норм времени [4]. Веса и стоимости присоединительных частей рассчитаны аналогично вышеизложенному.

Приведенные в табл. 2 данные показывают, что при выборе варианта болтовых соединений нужно стремиться к осуществлению соединения чистыми болтами, которое дает зна-

чительное снижение веса и стоимости присоединительных частей, а также болтов с гайками.

Далее, действующими в СССР стандартами предусмотрены болты с нормальными шестигранными (Т 9) и квадратными (Т 10) головками, а также с уменьшенными головками (Т 1, Т 2). Болты с уменьшенными головками в большинстве случаев удовлетворяют условиям прочности и вполне могут заменить болты с нормальными головками.

Вместе с тем, часто устанавливают болты с нормальными головками там, где можно применить болты с уменьшенными головками. На первый взгляд это кажется мелочью. Однако, как видно из приведенного в табл. 3, вес болтов с уменьшенными головками снижается по сравнению с болтами с нормальными головками на $(10 \div 17)\%$. Еще более значительным получается уменьшение стоимости — $(21 \div 32)\%$. Отсюда следует, что необходимо более широко применять в соединениях болты с уменьшенными размерами головок. Это выгодно и потому, что уменьшение размеров головок в некоторых кон-

Таблица 3

Длина болтов (мм)	М 10			М 20			М 27		
	Т 9	Т 1	уменьшение веса или стоимости в %	Т 9	Т 1	уменьшение веса или стоимости в %	Т 9	Т 1	уменьшение веса или стоимости в %

Вес 100 болтов (в кг)

35	3,24	2,74	15,5	17,2	14,6	15,1	—	—	—
100	7,2	6,01	16,5	32,6	28,1	13,8	61,9	55,4	10,5
150	10,3	8,52	17,1	45,0	38,6	14,3	84,4	74,8	11,4

Стоимость 100 болтов (в рублях)

35	11,2	7,4	31,3	39,5	29,8	24,6	—	—	—
100	18,5	12,5	32,5	60,2	46,0	23,6	101,0	78,0	21,8
150	28,6	18,9	26,5	75,5	57,9	23,4	126,7	98,1	22,5

струкциях может дать также возможность снижения веса и стоимости присоединительных частей.

И наконец, рассмотрим некоторые вопросы выбора материала болтов. В прейскурантах [1] даются единые цены на болты для каждой группы материалов. Так например, для черных болтов приведены цены при материале СТ 3 и СТ 10—15. На чистые болты имеются 3 группы материалов: А 12, СТ 10—20, СТ 25—45.

Известно, что в тех случаях, когда пластичность материала не имеет большого значения, использование для болтов мате-

риала с более высокими прочностными характеристиками может снизить вес соединения. При этом обращает на себя внимание то обстоятельство, что цены на черные болты, изготовленные из СТ 3, ниже, чем — из СТ 10—15. В то же время предел текучести стали марки СТ 3 выше, чем СТ 10—15.

Таким образом, с точки зрения веса и стоимости более выгодным является применение черных стандартных болтов из материала СТ 3.

Аналогично цены на чистые болты из стали А 12 ниже, чем из СТ 10—20, в то время, как сталь А 12 обладает более высокими прочностными характеристиками, чем СТ 10—20.

Поэтому наиболее выгодным материалом для чистых болтов является сталь А 12.

Резюмируя, можно сделать следующие выводы по выбору оптимального варианта соединений группами болтов с точки зрения веса и стоимости соединения (при прочих равных условиях).

1) В соединениях группами болтов следует стремиться к большему числу болтов с меньшим их диаметром.

2) При поперечной нагрузке на болты следует предпочитать соединения чистыми болтами.

3) Нужно более широко применять болты с уменьшенными головками (Т 1 и Т 2) вместо болтов с нормальными головками (Т 9 и Т 10).

4) Наиболее выгодным материалом для черных болтов является СТ 3, а для чистых болтов — сталь А 12.

ЛИТЕРАТУРА

1. Прейскурант оптовых цен на металлоизделия промышленного назначения. Металлургиздат, 1951.
2. Прейскурант оптовых цен на оборудование, приборы, литье и поковки. Металлургиздат, 1951.
3. Добровольский В. А., Детали машин. Гостехиздат Украины, 1950.
4. Нормативы времени на разметочные, слесарные и сборочные работы, Металлургиздат, 1951.

*Канд. техн. наук, доцент А. Д. КОРОБ,
ст. преподаватель Д. Л. КОГАН*

ГРАФИЧЕСКИЕ ПРИЕМЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДЕФОРМАЦИЙ ПРОСТРАНСТВЕННО НАГРУЖЕННЫХ ВАЛОВ

Валы машин и трансмиссий чаще всего нагружены силами, образующими пространственную систему. В этих случаях изогнутая ось вала представляет собой плавную пространственную кривую сложной конфигурации.

Как известно, полный прогиб в каждом сечении можно определить геометрическим суммированием составляющих прогиба в 2-х взаимно-перпендикулярных плоскостях.

Изложенные в настоящей статье графические приемы, основанные на методах начертательной геометрии, дают возможность получить суммарные значения прогибов по величине и направлению в полярной диаграмме, пользуясь которой не трудно также определить сечения с экстремальными значениями прогиба.

Указанные построения даются в двух вариантах. Покажем их на конкретных примерах расчета вала. Для построений считаем заданными изогнутые оси вала отдельно от вертикальных (рис. 1б и рис. 2б) и от горизонтальных (рис. 1в и рис. 2в) составляющих нагрузок. Понятно, что кривые на рисунках даны в значительно увеличенном масштабе для прогибов. По сути дела, эти кривые представляют собой две проекции пространственной кривой, по которым можно построить профильную проекцию.

В а р и а н т 1 (рис. 1). Обе проекции расположены одна над другой.

Для построений выбираем полюс L (рис. 1) и соединяем точку K_1 , лежащую на оси x горизонтальной проекции, линией $K_1 K_1 L$. Аналогично соединяем точку M_1 на оси вертикальной проекции с точкой L .

Параллельным перенесением точек вертикальной ($M_2 M_3 M_4 M_5 M_6$) и горизонтальной проекции ($K_2 K_3 K_4 K_5 K_6$) получаем поднятую профильную проекцию.

Векторы в профильной проекции (L_2, L_3, L_4, L_5, L_6) дают по величине и направлению суммарные прогибы в соответствующих сечениях (2, 3, 4, 5, 6).

Соединив концы векторов плавной кривой, получим профильную проекцию изогнутой оси в виде полярной диаграммы с полюсом в точке L .

Полученная профильная проекция дает возможность определить максимальный прогиб по величине и по направлению, а также определить сечение, в котором будет этот прогиб. Так, для рассмотренного примера максимальный прогиб определяется вектором L_4 , а сечение, в котором будет этот прогиб, соответствует точке 4.

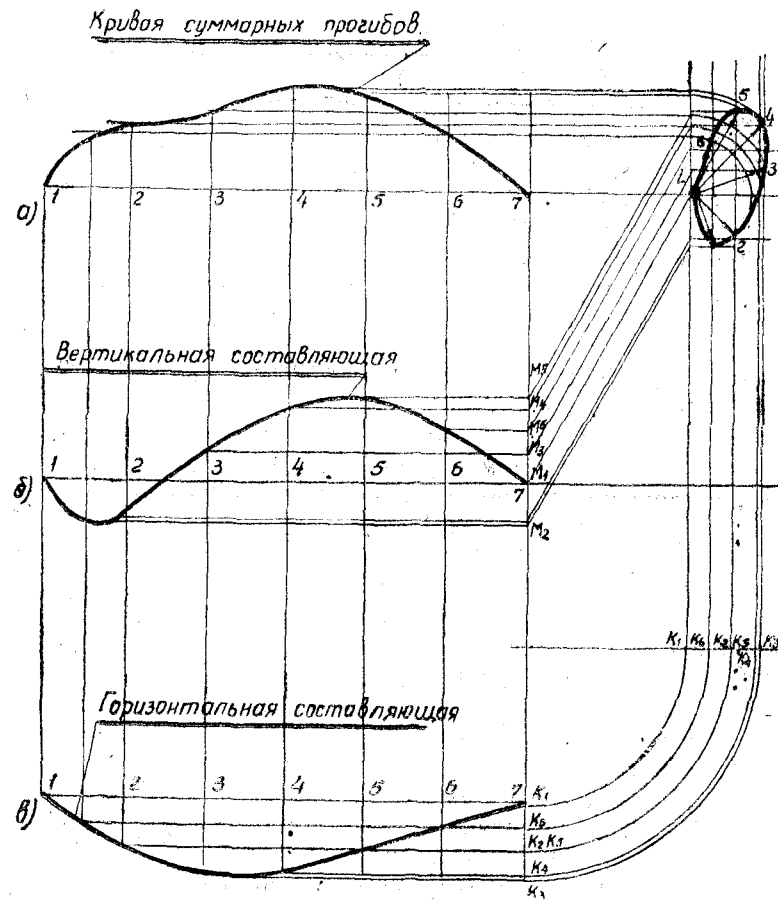


Рис. 1.

Построениями, ясными без дополнительных объяснений, можно по профильной проекции построить плоское изображение изогнутой оси с суммарными значениями прогибов (рис. 1а).

Вариант II отличается от предыдущего взаиморасположением вертикальной (рис. 2б) и горизонтальной (рис. 2в) проекций. Так, одна из проекций условно повернута относительно другой на 90° таким образом, чтобы оси обеих проекций при их продолжении пересекались в точке O . При этом необходимо соблюсти условие $OB_v = OB_n$. Если при таком расположении проекций соединить проекции одного того же сечения вала, то линия их соединения $K_v K_n$ будет наклоне-

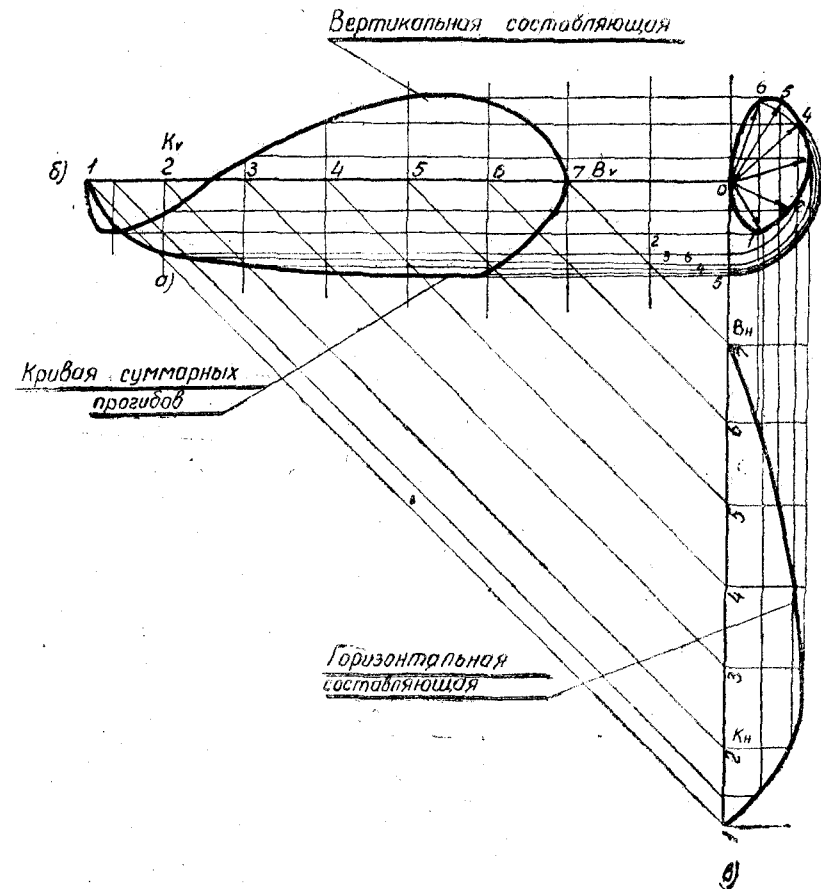


Рис. 2.

на под углом 45° к осям проекций. Получение профильной проекции для любого сечения понятно из построений, показанных на рис. 2.

Так, например, для сечения K , показанного на соответствующих проекциях точками 2_v и 2_n в профильной проекции получится вектор 02 .

В результате таких же построений для ряда сечений (2, 3, 4, 5, 6) получим на профильной проекции соответствующие векторы (02 , 03 , 04 , 05 , 06).

Аналогично изложенному для первого варианта здесь также можно, соединив концы векторов плавной кривой, получить профильную проекцию изогнутой оси в виде полярной диаграммы, определить максимальный прогиб по величине и направлению, а также найти сечение, в котором будет этот прогиб.

Так же как и в первом варианте, можно построить кривую суммарных значений прогибов (на рис. 2 она построена на вертикальной проекции ниже оси— a).

Оба варианта совершенно одинаковы с точки зрения количества построений, но второй — компактнее первого.

В обоих рассмотренных вариантах выбор сечений, для которых производятся построения, может быть сделан произвольно. Понятно, что с увеличением числа точек повысится точность построения изогнутой оси.

Следует отметить, что построениями, аналогичными вышеизложенным, можно получить полярную диаграмму углов поворота сечений вала по величине и направлению. С этой целью на ординатах горизонтальных и вертикальных проекций следует отложить значения углов поворота сечений в некотором масштабе.

Канд. техн. наук Г. И. КОГАН-ВОЛЬМАН

К ВОПРОСУ ТОЧНОСТИ ПРИВодОВ УПРАВЛЕНИЯ С ГИБКИМИ ПРОВОЛОЧНЫМИ ВАЛАМИ

§ 1. В механических приводах дистанционного управления приходится применять сложные многосвязные приводные механизмы. Это объясняется тем, что места управления могут быть расположены самым различным образом по отношению к управляемым органам, — часто они расположены на значительных расстояниях друг от друга и разделены препятствиями, требующими обхода.

Привод получается особенно сложным, если взаиморасположение его элементов в пространстве меняется в процессе регулирования.

Известно [1], что, с точки зрения точности управления, схема приводного механизма должна предусматривать возможно меньшее число звеньев и кинематических пар.

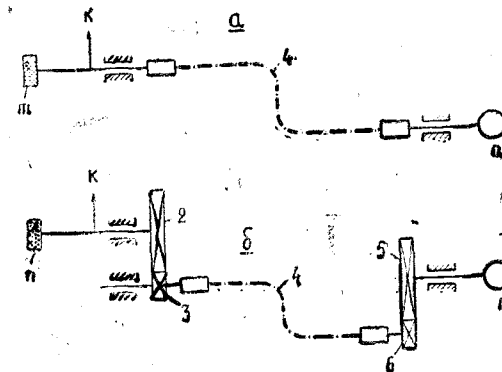


Рис. 1.

Наибольшее упрощение кинематической схемы привода может быть получено путем непосредственного соединения ведущего и ведомого звеньев гибким валом (рис. 1).

Этим достигается упрощение механизма, его удешевление, облегчение эксплуатации, а часто и уменьшение веса.

Однако гибкий приводной валик вследствие малой крутильной жесткости вводит весьма значительную первичную ошибку¹, являющуюся систематической ошибкой.

Между тем, как справедливо указывает академик Н. Г. Бруевич [2], сумма систематической и предельной ошибок² должна быть меньше заданной величины, зависящей от необходимой точности регулировки управляемого объекта.

В силу этого, представляется полезным выяснить некоторые основные пути повышения точности приводов управления с гибкими валиками.

§ 2. Рассмотрим простейшую схему привода с гибким валиком на рис. 1а, где m — управляющий элемент, n — управляемый элемент, 4 — гибкий валик, k — указатель положения.

Следуя Н. Г. Бруевичу [1], запишем выражение для предельной ошибки положения управляемого элемента:

$$\xi_a = \sqrt{\xi_1^2 + \xi_2^2}, \dots \dots \dots (1)$$

где ξ_1 — предельная ошибка положения, вызываемая скручиванием гибкого вала,

ξ_2 — предельная ошибка положения управляющего элемента.

В качестве величины, характеризующей крутильную жесткость гибкого вала, удобно принять погонный угол скручивания $\psi \frac{\text{радиан}}{\text{мм}}$, определяемый из полученного автором на базе теории Н. А. Чернышева выражения:

$$\psi = \frac{M_k}{\sum_{i=1}^m \alpha_{2i-1, 2i}} + \frac{\sum_{i=1}^m \left\{ \beta_{2i-1, 2i} [(M_{2i-1, 2i} + M_{n, n, 2i-1})^{2/3} - M_{n, n, 2i-1}] \right\}}{\sum_{i=1}^m \alpha_{2i-1, 2i}} \quad (2)$$

$i = 1, 2, 3, 4 \dots m,$

где i — номера контактных пар слоев проволок вала,

¹ Первичными ошибками механизма, которому принадлежит данное звено, называются отклонения расположений в звене элементов кинематических пар от идеальных положений.

² Ошибкой положения ведомого звена будем считать разницу положений ведомых звеньев действительного и идеального механизма, происходящую от неточности механизма и неточности положений ведущих звеньев.

Предельной ошибкой положения ведомого звена называется максимальное возможное отклонение величины ошибки положения ведомого звена от ее среднего значения.

M_k — крутящий момент, передаваемый валом,
 $M_{2i-1, 2i}$ — крутящий момент, передаваемый контактной парой слоев,

$\alpha_{2i-1, 2i}$, $\beta_{2i-1, 2i}$ — коэффициенты, зависящие от геометрических параметров слоев и модуля нормальной упругости проволок,

$M_{n, n, 2i-1}$ — момент натяжения проволок относительно оси вала при навивке наружного слоя контактной пары.

Предельная ошибка, вызываемая углом скручивания вала, будучи выражена в градусах, составит:

$$\xi_1^\circ = \psi L \frac{180^\circ}{\pi}, \quad (3)$$

где L — длина вала в мм.

Первичную ошибку управляющего элемента при отсутствии нониуса можно считать равной половине цены деления шкалы:

$$\xi_2^\circ = \frac{A^\circ}{2}, \quad (4)$$

где A° — цена деления шкалы управляющего элемента в градусах.

При наличии нониуса

$$\xi_2^\circ = \frac{A^\circ}{n+1},$$

где n — число делений нониуса.

Учитывая (3) и (4), перепишем (1)

$$\xi_a = \sqrt{\left(\psi L \frac{180^\circ}{\pi} \right)^2 + \left(\frac{A^\circ}{2} \right)^2}. \quad (5)$$

Предельная ошибка положения может быть уменьшена, в основном, за счет уменьшения угла скручивания вала.

Из выражения (2) видно, что, помимо нагрузок, геометрических параметров проволок и качества их материала угол скручивания вала зависит также от натяжения проволок в процессе навивки слоев.

В таблице 1 приведены величины относительного уменьшения угла скручивания $\frac{\Delta \psi}{\psi}$ для вала диаметром 8,3 мм при различных нагрузках — M_k . Моменты натяжения проволок при навивке наружных слоев составляли соответственно для контактных пар от периферии вала к его центру 100, 70, 5 кг·мм.

Таблица 1

M_k кгм.м	10	30	50	100	200	300	500
$\frac{\Delta\psi}{\psi} \%$	53,4	48,8	36,4	28,5	21,6	18,35	14,4

Таким образом, при встречающихся рабочих нагрузках порядка 50—150 кгм.м, введение указанного натяжения проволок при навивке увеличивает крутильную жесткость вала на 25—35%.

Соответствующим образом уменьшается и ошибка положения управляемого элемента.

§ 3. Однако в ряде случаев, из-за значительной первичной ошибки, вводимой гибким валом, ошибка положения управляемого элемента все же будет превосходить допустимую для данного прибора либо устройства.

Эта ошибка может быть резко уменьшена путем введения после гибкого вала понизительной передачи, что уменьшает крутящий момент, нагружающий вал.

Если предъявляется требование соответствия в движении управляющего и управляемого элементов, то между первым из них и гибким валом следует ввести ускорительную передачу с передаточным отношением, обратным передаточному отношению понизительной передачи (рис. 1б).

Следуя попрежнему Н. Г. Бруевичу, запишем величину среднеквадратичной ошибки положения ведомого звена этого механизма

$$\xi_6 = \sqrt{\xi_6^2 + i_{6-5}^2 (\xi_4^2 + \xi_3^2) + \xi_2^2}, \quad (6)$$

где ξ_3 , ξ_6 — предельные ошибки зубчатых зацеплений 2—3 и 5—6 соответственно. С учетом (3) и (4) получим

$$\xi_6 = \sqrt{\xi_6^2 + \left(\frac{Z_6}{Z_5}\right)^2 \left[\left(\psi Z \frac{180^\circ}{\pi} \right)^2 + \xi_3^2 \right] + \frac{A^2}{4}}. \quad (7)$$

§ 4. Введение дополнительных звеньев повлекло за собой появление новых первичных ошибок положения ξ_3 и ξ_6 .

Совместное рассмотрение уравнений (5) и (7) позволяет сделать вывод, что предельная ошибка положения управляемого элемента механизма по схеме б будет меньше той

же ошибки по схеме а, в случае если

$$i_{6-5} < \sqrt{\frac{\left(\psi Z \frac{180^\circ}{\pi} \right)^2 - \xi_6^2}{\left(\psi Z \frac{180^\circ}{\pi} \right)^2 + \xi_3^2}}. \quad (8)$$

В табл. 2 приведены в первом приближении величины предельных первичных ошибок цилиндрических зубчатых колес [3].

Таблица 2

Тип передачи	Класс точности	Наибольшая накопленная погрешность шага (по колесу) в мм	Наибольшая возможная ошибка при минимальном диаметре колеса	Источник
Зубчатая цилиндрическая	1	0,030	0°5	ГОСТ 1643
	2	0,050	0°8	
	3	0,100	0°17	

Данные приведены для зубчатых колес малых модулей (1—2,5 мм) и диаметров (40—100 мм). Наибольшая угловая ошибка вычислялась для наихудшего случая — 40 мм, т. к. в данной группе диаметров она уменьшается пропорционально увеличению диаметра. Для меньших колес величина накопленных погрешностей меньше.

Примем, что в схеме б зубчатые колеса выполнены по третьему классу и установлен валик 6,5 В2—длиною 1000 мм (каталог Министерства электропромышленности).

При крутящем моменте $M_k = 100$ кгм.м обе схемы (рис. 1а, б) будут равноценны по точности уже при столь небольшом передаточном отношении, как $i_{6-5} = 1,0004$, что объясняется преобладающим влиянием на полную погрешность первичной ошибки гибкого вала. Это влияние скажется еще более, если учесть, что наиболее распространенными гибкими валами являются валы малых диаметров (3, 4, 5 мм) с низкой крутильной жесткостью.

Ввиду этого, при рассмотрении приводов управления с длинными гибкими валами ($L > 1000$ мм), нагруженными крутящими моментами, близкими к номинальным, первичными ошибками зубчатых колес можно пренебречь и ошибку положения управляемого элемента определять с помощью упрощенного выражения

$$\xi_6 = \frac{Z_6 \psi L}{Z_5} \frac{180^\circ}{\pi}. \quad (9)$$

При повышенных требованиях к точности управления, больших длинах валов и значительной недогрузке их, предельная ошибка положения управляемого элемента может быть определена из выражения (7); а если пренебречь величиной $\left(\frac{Z_6}{Z_5}\right)^2 \xi_3^2$, то

$$\xi_6 = \sqrt{\xi_5^2 + \left(\frac{Z_6}{Z_5} \psi L \frac{180^\circ}{\pi}\right)^2 + \frac{A^2}{4}}. \quad (10)$$

§ 5. Обычно при проектировании механизма привода управления предельно допускаемая ошибка положения управляемого элемента бывает задана. В таком случае наименьшее передаточное отношение дополнительных механизмов — механизмов деления ошибки, — необходимое для удержания предельной ошибки положения управляемого элемента в заданных пределах (для схемы б) будет:

$$i_{6-5} = \sqrt{\frac{\xi_6^2 + \xi_5^2 - \frac{A^2}{4}}{\left(\psi L \frac{180^\circ}{\pi}\right)^2 + \xi_3^2}}. \quad (11)$$

§ 6. Если механизм деления ошибки многоступенчатый, то уравнение (11) следует видоизменить так, чтобы левая часть содержала общее передаточное отношение механизма деления ошибки i_n , а сумма квадратов первичных ошибок ступеней этого механизма $\sum \xi_n^2$ входила в качестве второго слагаемого в знаменатель подкоренного выражения.

Что касается суммы квадратов первичных ошибок ступеней механизма, расположенных до гибкого вала $\sum \xi_m^2$, то она должна войти в числитель подкоренного выражения со знаком минус

$$i_n = \sqrt{\frac{\xi^2 - \sum \xi_m^2 - \frac{A^2}{4}}{\left(\psi L \frac{180^\circ}{\pi}\right)^2 + \sum \xi_n^2}}, \quad (12)$$

где ξ — предельно допустимая ошибка положения управляемого элемента.

§ 7. Часто бывает желательно уменьшить крутящий момент на ведущем звене с целью облегчения управления. Одновременно шкала может быть удобно использована лишь в пределах $< 360^\circ$.

В таком случае (рис. 2) между управляющим элементом m и указателем k вводится понизительная передача. Послед-

няя схема получила применение, в частности, в приводах управления поступательным движением (на схеме — элемента n).

Подбором передаточного отношения i_{3-2} можно обеспечить соответствие полного перемещения управляемого элемента n желаемому угловому перемещению указателя k .

Последнее диктуется удобствами условий отсчета.

§ 8. Вышеприведенные рассуждения велись в предположении, что крутильная жесткость вала одинакова при скручивании его в обе стороны. В действительности же, угол скручивания гибкого вала при нагружении его крутящим моментом в направлении навивки наружного слоя значительно меньше угла скручивания вала, нагруженного в противоположном направлении. Различны, таким образом, и первичные ошибки в этих двух случаях.

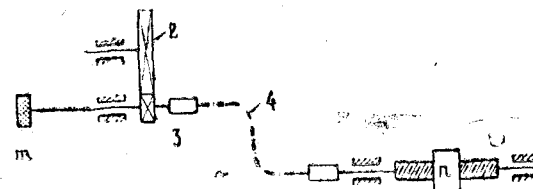


Рис. 2.

Разница бывает весьма значительной и может достигать до 30—50%.

Ориентировка на меньшую жесткость повлечет за собой недоиспользование возможностей вала при вращении по направлению навивки наружного слоя.

Таким образом, может оказаться целесообразным создание конструкции вала одинаковой жесткости при нагружении его по и против направления навивки наружного слоя.

Чисто аналитическое решение задачи назначения геометрических параметров такого вала представляет значительные трудности. Кроме того, нет нужды в увеличении числа типоразмеров валов путем создания совершенно новых конструкций. Реверсивный вал можно сконструировать путем внесения небольших изменений в существующие типоразмеры.

Задача эта может быть решена, основываясь на некоторых очевидных положениях.

Действительно, так как жесткость одиночных слоев незначительна и выражением (2) не учитывается, то для равной жесткости вала в обе стороны необходимо иметь равное число контактных пар при нагружении в одну и другую стороны.

Поэтому, в противоположность неревверсивному валу, ре-

версивный должен обязательно содержать нечетное число слоев.

Далее, так как в силу своих геометрических параметров наружная контактная пара является основной грузонесущей парой, необходимо усилить нагрузочную способность пары, состоящей из 2 и 3 слоя, за счет некоторого ослабления пары, состоящей из 1 и 2 слоя. Но 2-ой слой входит в обе контактные пары, поэтому ослабление может быть произведено только за счет первого слоя.

Следует отметить, что ослабление крутильной жесткости 1-й пары за счет уменьшения числа проволок наружного ее слоя оправдывается также тем, что в этом случае выравнивание крутильной жесткости сопровождается минимальным увеличением изгибной жесткости.

Полное выравнивание жесткости вала при работе в обе стороны может быть достигнуто за счет большего натяжения проволок четных слоев, если не удастся полностью выравнять крутильную жесткость путем ослабления наружного слоя.

ВЫВОДЫ

1. Большую часть ошибки положения управляемого элемента привода управления с гибким валом составляет первичная ошибка, вводимая гибким валом.

2. Эта ошибка может быть существенно уменьшена постановкой валов, навитых с значительным натяжением проволок при навивке, и введением между валом и управляемым элементом передач, делящих ошибку.

3. Вал одинаковой крутильной жесткости при нагружении в обоих направлениях может быть получен из существующих конструкций путем навивки дополнительного слоя, ослабленного за счет уменьшения числа проволок в нем. Окончательное выравнивание жесткости может быть достигнуто соответствующим подбором величины натяжения проволок при навивке.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бруевич Н. Г., Об основах теории ошибок механизмов. Журнал «Вестник машиностроения», № 7—8, 1943.
2. Бруевич Н. Г., Точность механизмов. ОГИЗ, Гостехиздат, 1946.
3. ЦНИИТМАШ, Справочное руководство по зубчатым передачам и редукторам, вып. 5, Машгиз, 1944.

Канд. техн. наук Н. Я. КЕСТЕЛЬМАН,
канд. техн. наук Л. И. КОТЛЯР

СРАВНИТЕЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ ЧУГУННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ С РАЗЛИЧНОЙ МИКРОГЕОМЕТРИЕЙ ИХ

В числе факторов, определяющих технологическую эффективность измельчения крупок и дунстов в вальцовых станках размольных систем, находятся условия втягивания исходных продуктов в рабочую зону парноработающих вальцов. Эти условия, в свою очередь, находятся в зависимости от величины изменяющегося в процессе эксплуатации коэффициента динамического трения продукта о поверхности вальцов.

Восстановление шероховатости рабочих поверхностей нерифленых вальцов осуществляют в настоящее время, главным образом, методом абразивного шлифования. Кроме того, для этой же цели разработаны два прогрессивных электротехнологических способа: в Одесском технологическом институте им. И. В. Сталина под научным руководством доц. А. В. Панченко разработан электроискровой способ обработки вальцов [1], во Всесоюзном научно-исследовательском институте зерна инж. Б. М. Горбуновым и канд. техн. наук А. Р. Демидовым разработан способ электроискровой приработки вальцов [2].

Размолоспособность бочек вальцов обуславливается, при всех других одинаковых условиях, их шероховатостью, которая может быть оценена не только средним квадратическим отклонением микронеровностей поверхности от средней линии ее профиля ($H_{ск}$), но и коэффициентом трения.

В целях сравнительной оценки величин коэффициентов динамического трения при неизменных начальных значениях $H_{ск}$ трущихся поверхностей, но полученных при различных методах обработки их, проведена научно-экспериментальная работа, основные результаты которой излагаются в данной статье. Исследование производилось на маятниковой машине трения (рис. 1), принцип действия которой основан на изменении затухания колебаний простой механической системы в виде физического маятника в зависимости от шероховатости и на-

гружения трущихся чугунных поверхностей [3]. В состав машины входят следующие узлы:

— **массивная стойка**, регулирование вертикальности которой может осуществляться посредством трех установочных винтов; к этой стойке прикрепляется первый испытуемый образец в виде прямоугольной пластинки;

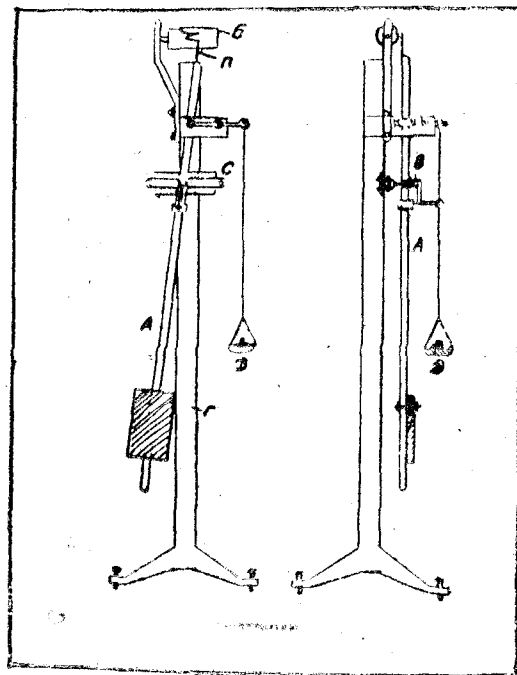


Рис. 1. Схема маятниковой машины трения.

— **маятник**, в стержне которого высверлено сквозное отверстие для установки второго испытуемого образца в виде прямого цилиндра; трение торца ползунка о пластинку происходит в плоскости, параллельной плоскости колебания маятника; нагружение ползунка осуществляется посредством гирь, вес которых передается на поверхности трения через систему рычагов, не изменяющих своего положения при колебаниях маятника;

— **регистрирующий прибор** для записи на бумажной ленте диаграммы затуханий колебаний маятника.

По указанным диаграммам возможно судить о силе трения, так как, в основном, она и является причиной затухания

колебаний маятника. Коэффициент трения возможно определить расчетным путем по формуле [3]:

$$f = Q \frac{\Delta A - \varepsilon}{N}, \dots \dots \dots (1)$$

где: $Q = 0,041$ — постоянная машины, находящаяся в зависимости от расстояний конструктивных элементов до центра качания маятника и от веса его;

ΔA — уменьшение записанной на диаграмме длины амплитуды колебания за один полный период при наличии исследуемой силы трения;

ε — величина «собственного» затухания колебаний маятника, вызванная трением в шарнирных узлах машины при отсутствии нагружения на ползунк, а также динамическим и вязкостным сопротивлением воздуха движению маятника;

N — нормальная нагрузка на ползунк, изменявшаяся в наших опытах в пределах от 100 до 1000 граммов.

Диаграмма «собственного» затухания колебаний маятника представлена на рис. 2. Для уяснения закономерности этого

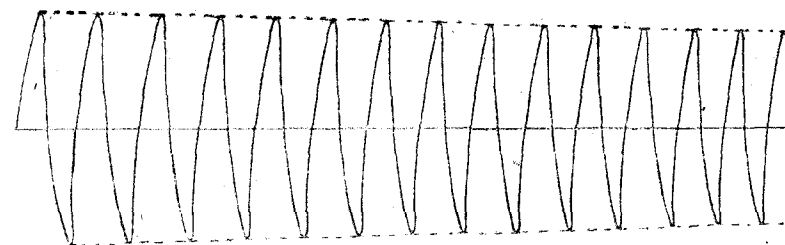


Рис. 2. Диаграмма «собственного» затухания колебаний маятника при отсутствии трения ползунка о пластинку.

явления к амплитудам проведены касательные, и так как они в совокупности представляют одну прямую линию, то, следовательно, амплитуда колебания со временем убывает по закону арифметической прогрессии.

В качестве объектов исследования указанными выше способами были изготовлены образцы отбеленного чугуна, чистота которых для абразивношлифованных поверхностей находилась в пределах от 13 до 4 классов ($H_{ск} = 0,02 \div 9,5 \text{ мк}$), для обработанных электрическими способами — в пределах от 7 до 4 классов ($H_{ск} = 1,5 \div 9,5 \text{ мк}$). Оценка чистоты поверхности производилась посредством интерференц-микроскопа и двойного микроскопа конструкции акад. В. П. Линника, а также профилометром прерывистого ошупывания.

На рис. 3 и 4 представлены диаграммы затухания колебаний маятника при нагрузке 700 г, передаваемой ползунком на исследуемые трущиеся поверхности: рис. 3 — при испытании абразивношлифованных поверхностей ($H_{ск} = 1,5 \text{ мк}$), имеющих коэффициент трения $f = 0,22$, вычисленный по формуле 1; рис. 4 — при испытании поверхностей, обработанных электро-

искровым способом ($H_{ск} = 5,5 \text{ мк}$), имеющих коэффициент трения $f = 0,31$. Из рассмотрения этих рисунков следует, что и при нагруженных поверхностях трения убывание амплитуды колебания маятника подчиняется закону арифметической прогрессии.

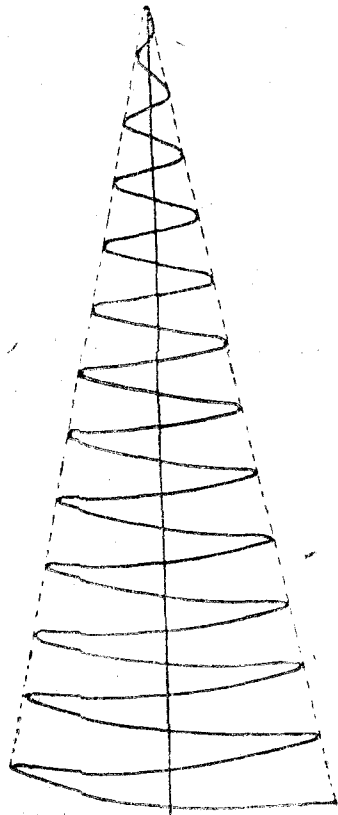


Рис. 3. Диаграмма затухания колебаний маятника при нагрузке 700 г на абразивношлифованные трущиеся поверхности с $H_{ск} = 1,5 \text{ мк}$.

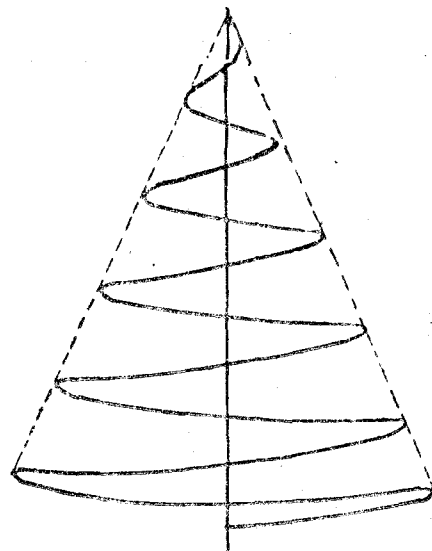


Рис. 4. Диаграмма затухания колебаний маятника при нагрузке 700 г на трущиеся поверхности с $H_{ск} = 5,5 \text{ мк}$, обработанные электроискровым способом.

Исследование затухания колебаний простой механической системы является, таким образом, средством анализа внешнего трения контактирующих поверхностей в зависимости от

их свойств. Следовательно, рассматриваемый метод дает возможность непосредственно регистрировать статистический результат ряда движений с трением даже при однократной записи затухающих колебаний.

На рис. 5 представлены средние данные трехкратных испытаний абразивношлифованных поверхностей с $H_{ск} = 0,02 \div 6 \text{ мк}$ (кривая 1) и обработанных электроискровым способом с $H_{ск} = 1,5 \div 9,5 \text{ мк}$ (кривая 2). Относительные ошибки отдельных измерений находились в пределах от 3 до 6 процентов.

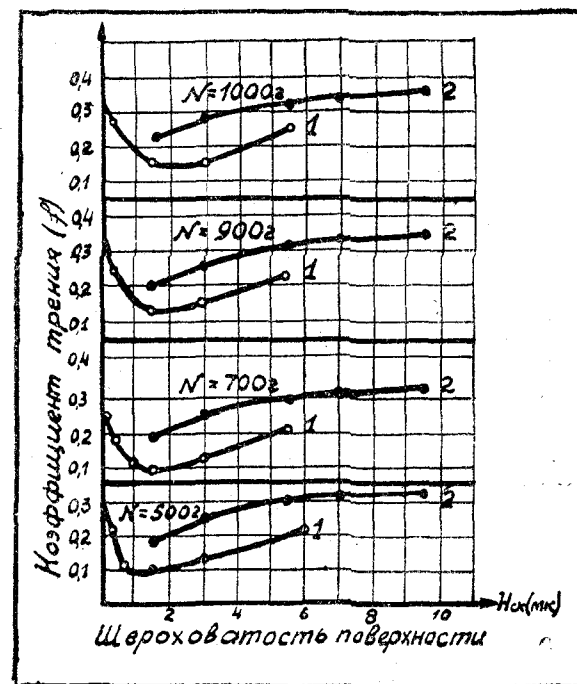


Рис. 5. Изменение динамического коэффициента трения в зависимости от шероховатости и нагрузки трущихся поверхностей: кривая 1 — абразивношлифованные поверхности; кривая 2 — поверхности, обработанные электроискровым способом.

Как видно из рассмотрения течения кривой 1, с увеличением шероховатости коэффициент динамического трения имеет минимальные значения при $H_{ск} = 0,9 \div 1,5 \text{ мк}$. Такое явление, как это установлено работами проф. И. В. Крагельского и члена-корреспондента АН СССР Б. В. Дерягина [4], может быть

объяснено тем, что при увеличении шероховатости до определенных пределов уменьшается площадь действительного контакта трущихся поверхностей. Следует указать и на то, что минимальные значения коэффициента трения при одной и той же величине $H_{ск}$ тем выше, чем больше нагружение поверхностей трения.

Отбеленный чугун, обработанный электроискровым способом, имеет при одних и тех же значениях $H_{ск}$ коэффициент трения значительно выше, чем обработанный абразивным шлифованием. Так, например, при $H_{ск} = 1,5 \text{ мк}$ и нагрузке на ползунок 1000 г коэффициент трения абразивношлифованной поверхности $f = 0,14$, а для поверхности после электроискровой обработки $f = 0,23$, т. е. выше, примерно, на 65%. Повышение коэффициента трения одной поверхности относительно другой при одинаковых значениях $H_{ск}$ может быть объяснено различием строения микрорельефов поверхностей, получаемых при различных методах обработки их. Известно, что абразивношлифованная поверхность вальца имеет рисочный характер и различную шероховатость в поперечном и осевом сечениях его, т. е. соответственно меньшую шероховатость в направлении шлифования и большую — в направлении продольной подачи вальца при обработке на шлифовально-рифельном станке. Наоборот, импульсные разряды при электроискровой обработке оставляют лункообразные следы разрушения поверхности, накладывающиеся друг на друга, что создает шероховатость, достаточно равномерную в поперечном и продольном направлениях. Таким образом, вывод проф. П. Е. Дьяченко [5] о том, что «при одинаковой высоте неровностей коэффициент трения зависит от взаимной направленности шероховатости», полностью подтверждается данными нашего исследования.

Учитывая положительные результаты применения валцов, обработанных электроэрозионным способом ВНИИЗа [6 и 2], нами было проведено сравнительное определение коэффициентов трения вышеуказанных поверхностей (рис. 6, кривая 1) и обработанных электроискровым способом (рис. 6, кривая 2) по методу Одесского технологического института имени И. В. Сталина [1]. Поскольку характер микрорельефов поверхностей, полученных в результате применения электрических способов обработки, идентичен, то, как и следовало ожидать, величины коэффициентов трения практически одинаковы при одних и тех же значениях $H_{ск}$. Заслуживает внимания и то, что при износе трущихся поверхностей, т. е. при уменьшении $H_{ск}$, снижение коэффициента трения поверхностей, обра-

ботанных электрическим методом, протекает менее интенсивно, нежели обработанных абразивным шлифованием.

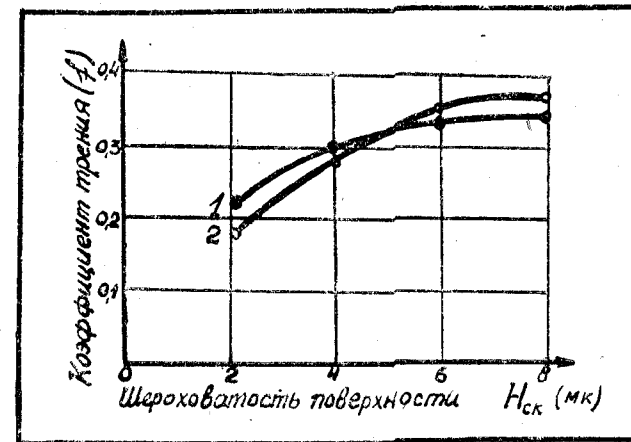


Рис. 6. Изменение динамического коэффициента трения в зависимости от шероховатости: кривая 1 — поверхности, обработанные электроэрозионным способом ВНИИЗа; кривая 2 — поверхности, обработанные электроискровым способом Одесского технологического института имени И. В. Сталина.

Таким образом, представляется возможным утверждать, что применение электрического метода обработки валцов будет обуславливать значительно больший по абсолютной величине и менее интенсивно уменьшающийся при износе коэффициент трения продуктов о рабочие поверхности бочек и тем самым способствовать улучшению технических и экономических показателей работы валцовых станков размольных систем.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кестельман Н. Я., Повышение технологической эффективности работы мельничных валцовых станков размольных систем. Одесский технологический институт им. И. В. Сталина, 1952.
2. Горбунов Б. М., Электроискровая приработка валков, Вестник машиностроения, № 7, 1953.
3. Сухов С. А., Исследование закономерностей сухого трения и граничного трения шероховатых поверхностей металлов, сборник «Трение и износ в машинах», изд. Института машиноведения АН СССР, 1950.
4. Крагельский И. В. и Дерягин Б. В., О зависимости коэффициента сухого трения от нагрузки и шероховатости, Вторая всесоюзная конференция по трению и износу в машинах, 1947.

5. Дьяченко П. Е., Влияние направления следов механической обработки на силу трения, издание Института машиноведения АН СССР, сборник II, 1946.
6. Хусид С. Д., Влияние кинематических параметров и рабочих поверхностей валков на процесс измельчения крупок, Труды ВНИИЗа, вып. 26, Заготиздат, 1954.

Канд. физ.-мат. наук, доцент Э. Х. ГОХМАН

ОБ ОДНОМ ОБОБЩЕНИИ ИНТЕГРАЛА

Как известно, функция γ , определенная и неотрицательная для всякого множества пространства X и равная нулю для пустого множества, наз. *внешней мерой*, если

$$\gamma(A) \leq \gamma(B) \quad (A \subset B \subset X)$$

и

$$\gamma(\sum_n A_n) \leq \sum_n \gamma(A_n)$$

для любой конечной или счётной системы множеств A_n пространства X . Множество A наз. γ -*измеримым*, если для всяких двух множеств P и Q , удовлетворяющих условиям $P \subset A$ и $Q \subset X - A$, выполняется равенство

$$\gamma(P + Q) = \gamma(P) + \gamma(Q).$$

Внешняя мера γ наз. *регулярной*, если для всякого множества A существует γ -измеримое множество E такое, что $A \subset E$ и $\gamma(A) = \gamma(E)$.

Излагаемое в настоящей заметке обобщение интеграла основано на следующем известном свойстве внешней меры:

1°. Если $A_n \subset E_n$, где $\{E_n\}$ есть какая-либо конечная или счётная система γ -измеримых попарно непересекающихся множеств, то

$$\gamma(\sum_n A_n) = \sum_n \gamma(A_n).$$

Мы будем предполагать, что $\gamma(X) < \infty$. Заметим, что нижеприведенные результаты легко обобщаются на случай, когда $\gamma(X) = \infty$, причем X есть счётная сумма множеств A_n , для которых $\gamma(A_n) < \infty$.

Пусть $f(x)$ есть функция, определенная и неотрицательная во всех точках пространства X . Мы будем предполагать, что эта функция γ -измерима, т. е., что γ -измеримо всякое множество $X[f(x) > a]$, где a произвольное вещественное число.

Пусть A есть данное множество пространства X . Всякую сумму вида

$$s = \sum_i \alpha_i \gamma(A X_i),$$

где $\{X_i\}$ есть какая-либо конечная или счетная система γ -измеримых попарно непересекающихся множеств и $\{\alpha_i\}$ — какая-либо система неотрицательных чисел, удовлетворяющих условию

$$\alpha_i \leq f(x) \quad (x \in A X_i),$$

мы будем называть γ -минор-суммой функции $f(x)$ на множестве A . (Здесь индекс i принимает те из значений 1, 2, 3, ..., для которых пересечение $A X_i$ не пусто).

Верхнюю грань γ -минор-сумм функции $f(x)$ на множестве A мы будем называть *обобщенным γ -интегралом* этой функции на множестве A и будем обозначать через $\int_A f \gamma$ или, если функция $f(x)$ фиксирована, — через $\Gamma(A)$.

Если множество A γ -измеримо, обобщенный γ -интеграл совпадает, как нетрудно видеть, с интегралом Лебега-Стилтьеса в общепринятом смысле этого слова.

Без труда доказывается предложение.

2°. Если $\gamma(A) = 0$, то $\Gamma(A) = 0$.

На основании 1° легко доказать:

3°. Если $\{A_n\}$ есть конечная или счетная система множеств, то

$$\Gamma(\sum_n A_n) \leq \sum_n \Gamma(A_n).$$

4°. Если $\Gamma(A) < \infty$ и $A^\infty = A [f(x) = \infty]$, то $\gamma(A^\infty) = 0$.

Для доказательства положим $X_n = X [f(x) > n]$ ($n = 1, 2, 3, \dots$). Произведение $n \cdot \gamma(A X_n)$, являясь γ -минор-суммой функции $f(x)$ на множестве A , не превышает числа $\Gamma(A)$. Следовательно $\gamma(A X_n) \leq \frac{1}{n} \Gamma(A)$. Но $A^\infty \subset A X_n$ поэтому и $\gamma(A^\infty) \leq \frac{1}{n} \Gamma(A)$ ($n = 1, 2, 3, \dots$). Отсюда $\gamma(A^\infty) = 0$.

5°. Если $A \subset B$ и

$$f(x) = \infty \quad (x \in B - A), \quad (1)$$

то $\Gamma(A) \leq \Gamma(B)$.

В самом деле, рассмотрим произвольную γ -минор-сумму функции $f(x)$ на множестве A :

$$s_A = \sum_i \alpha_i \gamma(A X_i).$$

Здесь

$$\alpha_i \leq f(x) \quad (x \in A X_i).$$

На основании (1) отсюда имеем:

$$\alpha_i \leq f(x) \quad (x \in B X_i).$$

Следовательно сумма

$$s_B = \sum_i \alpha_i \gamma(B X_i)$$

является γ -минор-суммой функции $f(x)$ на множестве B , и поэтому $s_B \leq \Gamma(B)$. Так как $\gamma(A X_i) \leq \gamma(B X_i)$, то $s_A \leq s_B$ и, след., $s_A \leq \Gamma(B)$, откуда $\Gamma(A) = \Gamma(B)$, что и требовалось доказать.

Всякую сумму вида

$$S = \sum_i \beta_i \gamma(A Y_i),$$

где $\{Y_i\}$ — какая-либо конечная или счетная система γ -измеримых, попарно непересекающихся множеств, удовлетворяющая дополнительному условию $A \subset \sum_i Y_i$, и $\{\beta_i\}$ — система конечных чисел, удовлетворяющих условию

$$f(x) \leq \beta_i \quad (x \in A Y_i),$$

мы будем называть γ -мажор-суммой функции $f(x)$ на множестве A .

На основании 1° легко доказать, что любая γ -минор-сумма функции $f(x)$ на множестве A не больше любой γ -мажор-суммы S этой функции на множестве A . Поэтому $\Gamma(A) \leq S$.

6°. Если $f(x) < \infty$ ($x \in A$), то $\Gamma(A)$ есть нижняя грань γ -мажор-сумм функции $f(x)$ на множестве A .

В доказательстве нуждается лишь случай, когда $\Gamma(A) < \infty$. Положим $N = X [f(x) = 0]$ и

$$X_i = X [Q^{i-1} < f(x) \leq Q^i] \quad (i = \dots -2, 1, 0, 1, 2, \dots),$$

где $Q > 1$. Множества $N, X_1, X_2, \dots$ γ -измеримы, попарно не пересекаются и $A \subset N + \sum_i X_i$. Нетрудно видеть, что суммы

$$s_Q = \sum_i Q^{i-1} \gamma(A X_i) \quad \text{и} \quad S_Q = \sum_i Q^i \gamma(A X_i)$$

являются соответственно γ -минор-суммой и γ -мажор-суммой функции $f(x)$ на множестве A . На основании этого

$$S_Q - \Gamma(A) \leq S_Q - s_Q = (Q - 1) s_Q \leq (Q - 1) \Gamma(A)$$

и, след., разность $S_Q - \Gamma(A)$ можно сделать меньше любого положительного числа при соответствующем выборе числа Q .

7°. Если $A \subset B$, то $\Gamma(A) \leq \Gamma(B)$.

В доказательстве нуждается лишь случай, когда $\Gamma(B) < \infty$. Если $f(x) < \infty$ ($x \in B$), неравенство $\Gamma(A) \leq \Gamma(B)$ легко доказать, рассматривая обобщенный интеграл, как *нижнюю* грань γ — *мажор-сумм*. В общем случае положим

$$A^\infty = A [f(x) = \infty], \quad B^\infty = B [f(x) = \infty], \\ A_1 = A - A^\infty, \quad B_1 = B - B^\infty.$$

Из неравенства $\Gamma(B) < \infty$ согласно 4° следует, что $\gamma(B^\infty) = 0$ и, тем более $\gamma(A^\infty) = 0$, ибо $A^\infty \subset B^\infty$. Тогда на основании 2°: $\Gamma(A^\infty) = 0$. Согласно 3°: $\Gamma(A) \subset \Gamma(A_1) + \Gamma(A^\infty)$ и, след., $\Gamma(A) \leq \Gamma(A_1)$. Но $A_1 \subset B_1$, и $f(x) \leq \infty$ ($x \in B_1$); поэтому $\Gamma(A_1) \leq \Gamma(B_1)$. Наконец, в силу 5°: $\Gamma(B_1) \leq \Gamma(B)$. Таким образом, $\Gamma(A) \leq \Gamma(B)$.

На основании 3° и 7° мы приходим к следующему выводу:

8°. Обобщенный γ — интеграл данной функции, рассматриваемый, как функция множества, есть внешняя мера.

Далее нетрудно доказать следующие предложения:

9°. Всякое γ — измеримое множество Γ — измеримо и поэтому

$$\Gamma(\Sigma E_n) = \Sigma \Gamma(E_n)$$

для всякой конечной или счетной системы γ — измеримых попарно непересекающихся множеств E_n .

10°. Если внешняя мера γ регулярна, то регулярна и внешняя мера Γ .

11°. Если γ есть регулярная внешняя мера, $\{f_n(x)\}$ последовательность γ — измеримых неотрицательных функций,

$$f_1(x) \leq f_2(x) \leq f_3(x) \leq \dots \quad (x \in X)$$

и A — какое-либо множество, то

$$\lim_n \int_A f_n \gamma = \int_A (\lim_n f_n) \gamma.$$

12°. Если f_1 и f_2 — γ — измеримые неотрицательные функ-

ции, α_1 и α_2 — неотрицательные числа и A — какое-либо множество, то

$$\int_A (\alpha_1 f_1 + \alpha_2 f_2) \gamma = \alpha_1 \int_A f_1 \gamma + \alpha_2 \int_A f_2 \gamma.$$

Заметим еще, что для обобщенного интеграла имеет место теорема, аналогичная теореме Радона-Никодима. Наконец, определение обобщенного интеграла тривиальным образом распространяется на случай, когда подинтегральная функция принимает в точках пространства X значения любого знака.

Канд. физ.-мат. наук, доцент М. С. СЛУЦКИЙ

К ВОПРОСУ О РЕШЕНИИ СИСТЕМ УРАВНЕНИЙ

В этой работе мы излагаем способ обыкновенных итераций для системы m уравнений с m неизвестными.

Мы приводим достаточные условия сходимости обыкновенных итераций, а также оценку сходимости в способе обыкновенной итерации.

§ 1. Способ итерации для системы уравнений.

Решение системы уравнений

$$x_k = f_k(x_1, x_2, \dots, x_m), \quad k = 1, 2, \dots, m \quad (1)$$

по способу итерации заключается в том, что, исходя из некоторой системы значений

$$x_1^{(0)}, x_2^{(0)}, \dots, x_m^{(0)},$$

строят новые системы значений последовательно по формулам

$$x_k^{(n+1)} = f_k(x_1^{(n)}, x_2^{(n)}, \dots, x_m^{(n)}), \quad k = 1, 2, \dots, m \quad (2)$$

§ 2. Теорема. Если в области J , определяемой неравенствами

$$x_k^{(0)} - h \leq x_k \leq x_k^{(0)} + h, \quad k = 1, 2, \dots, m,$$

выполнены следующие условия:

1) функции $f_k(x_1, x_2, \dots, x_m)$ имеют непрерывные частные производные первого порядка ($k = 1, 2, \dots, m$);

$$2) \sum_{i=1}^m \left| \frac{\partial f_k}{\partial x_i} \right| \leq M < 1, \quad k = 1, 2, \dots, m$$

3) $\frac{h_0}{1-M} \leq h$, где h_0 обозначает наибольшую из абсолютных величин

$$|x_k^{(1)} - x_k^{(0)}|, \quad k = 1, 2, \dots, m,$$

то

а) последовательность точек $x_1^{(n)}, x_2^{(n)}, \dots, x_m^{(n)}$, построенная исходя из точки $(x_1^{(0)}, x_2^{(0)}, \dots, x_m^{(0)})$ по формулам (2), лежит внутри J ,

б) в J находится единственное решение

$$\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_m$$

системы (1),

$$\text{в) } \lim_{n \rightarrow \infty} x_k^{(n)} = \xi_k, \quad k = 1, 2, \dots, m.$$

Доказательство. Предположим, что точки

$$(x_1^{(P)}, x_2^{(P)}, \dots, x_m^{(P)}), \quad P = 1, 2, \dots, n$$

лежат в J (что наверно справедливо при $n=1$ в силу условия (3)).

Обозначая через h_P наибольшую из абсолютных величин

$$|x_k^{(P+1)} - x_k^{(P)}|, \quad k = 1, 2, \dots, m, \quad P = 0, 1, 2, \dots, n,$$

находим, в силу условий 1) и 2),

$$\begin{aligned} |x_k^{(P+1)} - x_k^{(P)}| &\leq \sum_{i=1}^n \left| \frac{\partial f_k}{\partial x_i} (x_1^{(P-1)} + \Theta(x_1^{(P)} - x_1^{(P-1)}); \right. \\ &\quad \left. x_2^{(P-1)} + \Theta(x_2^{(P)} - x_2^{(P-1)}); \dots) \right| \cdot |x_i^{(P)} - x_i^{(P-1)}| \leq \\ &\leq h_{P-1} \cdot M \\ &P = 1, 2, \dots, n, \end{aligned} \quad (1')$$

поэтому

$$h_P \leq h_{P-1} \cdot M \leq h_0 M^P. \quad (3)$$

Следовательно

$$\begin{aligned} |x_k^{(n+1)} - x_k^{(0)}| &\leq \sum_{P=0}^n |x_k^{(P+1)} - x_k^{(P)}| \leq \sum_{P=0}^{\infty} |x_k^{(P+1)} - x_k^{(P)}| \leq \\ &\leq \sum_{P=0}^{\infty} h_0 M^P = h_0 \frac{1}{1-M} \leq h, \quad k = 1, 2, \dots, m. \end{aligned}$$

Откуда следует, что точка

$$(x_1^{n+1}, x_2^{n+1}, \dots, x_m^{n+1})$$

лежит в J . Поэтому неравенство (3) справедливо для всех P . Из этого неравенства заключаем, что ряд

$$x_k^{(0)} + (x_k^{(1)} - x_k^{(0)}) + (x_k^{(2)} - x_k^{(1)}) + \dots + (x_k^{(n)} - x_k^{(n-1)}) + \dots$$

$k = 1, 2, \dots, m$

абсолютно сходится. Обозначим его сумму через ξ_k , $k = 1, 2, \dots, m$. Тогда

$$\xi_k = \lim_{n \rightarrow \infty} x_k^{(n)}, \quad k = 1, 2, \dots, m.$$

Точка $(\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_m)$ лежит в J , так как

$$|\xi_k - x_k^{(0)}| \leq \sum_{P=0}^{\infty} h_0 M^P = \frac{h_0}{1-M} \leq h.$$

Поэтому из условия 1) следует, что в этой точке

$$f_k(x_1, x_2, \dots, x_m), \quad k = 1, 2, \dots, m$$

непрерывны.

Переходя в равенствах (2) к пределу когда $n \rightarrow \infty$, находим

$$\xi_k = f_k(\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_m), \quad k = 1, 2, \dots, m$$

то есть

$$\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_m$$

есть решение системы (1).

Для доказательства единственности решения

$$\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_m$$

обозначим через

$$\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_m$$

любое решение данной системы, лежащее в J , и покажем, что это решение совпадает с найденным нами.

Из равенств

$$\begin{aligned} \xi_i &= f_i(\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_m) \\ \eta_i &= f_i(\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_m) \end{aligned}$$

$$i = 1, 2, \dots, m$$

находим

$$|\xi_i - \eta_i| \leq M \cdot \max |\xi_k - \eta_k|.$$

Отсюда следует

$$\max |\xi_k - \eta_k| \leq M \cdot \max |\xi_k - \eta_k|,$$

что возможно (так как $M < 1$) только при условии, что все разности

$$\eta_k - \xi_k = 0,$$

что и доказывает единственность решения и вместе с тем теорему.

§3. Оценка погрешности в способе итерации.

Предположим, что выполнены условия предыдущей теоремы и пусть в J

$$M_k \geq \sum_{i=1}^m \left| \frac{\partial f_k}{\partial x_i} \right|, \quad k = 1, 2, \dots, m$$

Очевидно, что можно выбрать все M_k так, что

$$M_k \leq M < 1, \quad k = 1, 2, \dots, m.$$

Из неравенства (1') предыдущей теоремы находим последовательно:

$$\begin{aligned} |x_k^{(n+1)} - x_k^{(n)}| &\leq M_k \cdot h_{n-1} \\ h_{n-1} &\leq M \cdot h_{n-2} \\ h_{n-2} &\leq M \cdot h_{n-3} \\ &\dots \\ h_i &\leq M h_0. \end{aligned}$$

Поэтому

$$|x_k^{(n+1)} - x_k^{(n)}| \leq M_k \cdot M^{n-1} h_0.$$

Далее из равенства

$$\xi_k - x_k^{(n)} = (x_k^{(n+1)} - x_k^{(n)}) + (x_k^{(n+2)} - x_k^{(n+1)}) + \dots$$

следует, что

$$|\xi_k - x_k^{(n)}| \leq \sum_{i=n}^{\infty} |x_k^{(i+1)} - x_k^{(i)}| \leq M_k \cdot M^{n-1} h_0 (1 + M + M^2 + \dots),$$

то есть

$$|\xi_k - x_k^{(n)}| \leq \frac{M_k M^{n-1} h_0}{1 - M},$$

то есть получим формулу для оценки погрешности.

Очевидно, что для предварительной оценки погрешности (когда еще $x_k^{(n)}$ не найдены) эта формула удобна. Однако, если уже $x_k^{(n)}$ найдены ($k = 1, 2, \dots, m$), то можно пользоваться более точной оценкой

$$|\xi_k - x_k^{(n)}| \leq \frac{M_k h_{n-1}}{1 - M},$$

которая получается, если принять в предыдущей формуле $(n+1)$ -ое приближение за исходное.

Ассистент В. А. АЛЕКСЕЕВА

ПРИВЕДЕННЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ЧУГУНОВ В УСЛОВИЯХ ВСЕСТОРОННЕГО НЕРАВНОМЕРНОГО СЖАТИЯ

Механические свойства чугунов обычно определяются испытанием их на твердость, на изгиб и на сжатие. Однако этих данных недостаточно, чтобы судить о работе и износе поверхностных слоев деталей машин, работающих в условиях контактного приложения нагрузки.

Б. Д. Грозиным [1] было установлено, что, несмотря на незначительный объем тонких поверхностных рабочих слоев металла по сравнению с объемом всей детали, роль этих слоев весьма велика. Так как материал в зоне контакта находится в условиях всестороннего неравномерного сжатия, то поверхностный слой испытывает и выдерживает нагрузки, много превышающие обычные при статических испытаниях.

В Институте строительной механики АН УССР Б. Д. Грозиным разработан метод испытания хрупких и твердых материалов в условиях всестороннего неравномерного сжатия, при котором определяется сопротивляемость материала сдвигу в условиях контактной нагрузки.

Эта характеристика, выраженная величиной приведенных напряжений сжатия σ_i^1 кг/мм², непосредственно связывает механические свойства материала с его поверхностной износостойкостью при контакте и облегчает конструктору выбор материала.

В настоящей работе приводятся результаты испытаний чугунов, произведенных автором в Институте строительной механики АН УССР на 100-тонной универсальной машине под руководством Б. Д. Грозина.

Для создания всестороннего неравномерного напряженного состояния образец из испытуемого чугуна (крешер), запрессованный в обойму из вязкого материала, подвергается осевому сжатию. Приспособление для испытания образцов на сжатие подробно описано в статье Н. М. Варфоломеева [2].

При сжатии образца, помещенного в обойму между двумя стальными закаленными подкладками, нагрузка восприни-

мается как образцом, так и обоймой и вызывает их деформацию.

На плоскостях соприкосновения торцов образца и подкладок возникают силы трения, которые не дают возможности деформироваться образцу с обоймой у торцов, поэтому образец и обойма принимают бочкообразную форму, в результате чего получается боковое давление обоймы на образец.

Следовательно, образец находится под действием осевой силы, бокового давления и силы трения, то есть в состоянии всестороннего неравномерного сжатия.

Для расчета приведенного напряжения σ_i^1 нами была применена формула, предложенная Б. Д. Грозиным

$$\sigma_i^1 = \sigma_i + \frac{\Delta P}{\pi a_0^2} \left(1 - \frac{\epsilon}{100}\right), \dots \dots \dots (1)$$

где: σ_i — действительное напряжение в кг/мм², характеризующее материал обоймы при соответствующем значении пластической деформации $\epsilon^0/0$;

$\Delta P = P' - P''$ — разность нагрузок в кг, вызывающая одинаковую величину деформации при сжатии чугунного образца, запрессованного в обойму, и сжатии сплошного цилиндрического образца из материала обоймы (сталь 20);

a_0 — начальный радиус образца;

$\epsilon = \frac{h_0 - h}{h} \cdot 100\%$ — относительная деформация сжатия образца в %.

Формы и размеры образцов выполнены в соответствии с инструкцией Института строительной механики АН УССР.

Крешера были изготовлены из испытываемых чугунов: серого, модифицированного и с глобулярным графитом. Материал обоймы — сталь 20.

Механические свойства и химический состав испытанных чугунов представлены в таблицах 1 и 2.

Химический анализ и механические испытания всех марок чугунов были произведены в лаборатории завода им. Старостина (г. Одесса). Модуль нормальной упругости E определен в лаборатории кафедры «Сопротивление материалов» Одесского политехнического института на универсальной машине с зеркальным прибором Мартенса.

Осевое сжатие образца в обойме производилось при постоянной для всех образцов скорости нагружения до различных степеней пластических деформаций последовательно от малых до весьма больших.

Таблица 1

№ п/п	Марки чугунов	Предельные напряжения			Твердость	Модуль норм. упр.
		Сжатия	Разрыва	Изгиба		
		σ_D кг/мм ²	σ_B кг/мм ²	σ_{BB} кг/мм ²	H_B кг/мм ²	E кг/мм ²
1	Чугун с глобулярным графитом . .	188,5	46,5	76,8	269	$1,30 \cdot 10^6$
2	Модифицированный чугун	103	31,9	47,5	241	$1,25 \cdot 10^6$
3	Серый чугун 18—36	—	18	36	187	$1,26 \cdot 10^6$

Таблица 2

№ п/п	Марки чугунов	C	Si	Mn	S	P
1	Чугун с глобулярным графитом	3,45	2,54	0,81	0,01	0,13
2	Модифицированный чугун . . .	3,20	1,20	1,13	0,13	—
3	Серый чугун	3,56	1,75	0,81	—	—

После каждого нагружения замерялась абсолютная деформация крешера вместе с обоймой, затем по разности начальной и конечной высот образца определялась относительная их деформация, равная октаэдрической деформации [3].

Так как чугун имеет высокую температуру плавления, то влияние отжига и рекристаллизация для него столь незначительны, что в испытаниях не учитывались [4].

При определении приведенных напряжений чугунов в условиях всестороннего неравномерного сжатия испытанию подвергалось от шести до десяти образцов каждой марки чугуна.

По средним арифметическим данным деформаций чугунов, полученным в результате испытаний, и соответствующим им нагрузкам построена диаграмма $P_{кг}^1 - \epsilon^0/0$, которая на рис. 1 показана сплошными линиями.

Для расчета σ_i были произведены аналогичные испытания пяти сплошных цилиндрических образцов из материала обоймы с отношением высоты образца к его диаметру, равному 2 [4].

На рис. 1 пунктирной линией приведена диаграмма $P_{\text{кг}}'' - \varepsilon^0/\%$, построенная по средним арифметическим опытным данным относительных деформаций для соответствующих нагрузок.

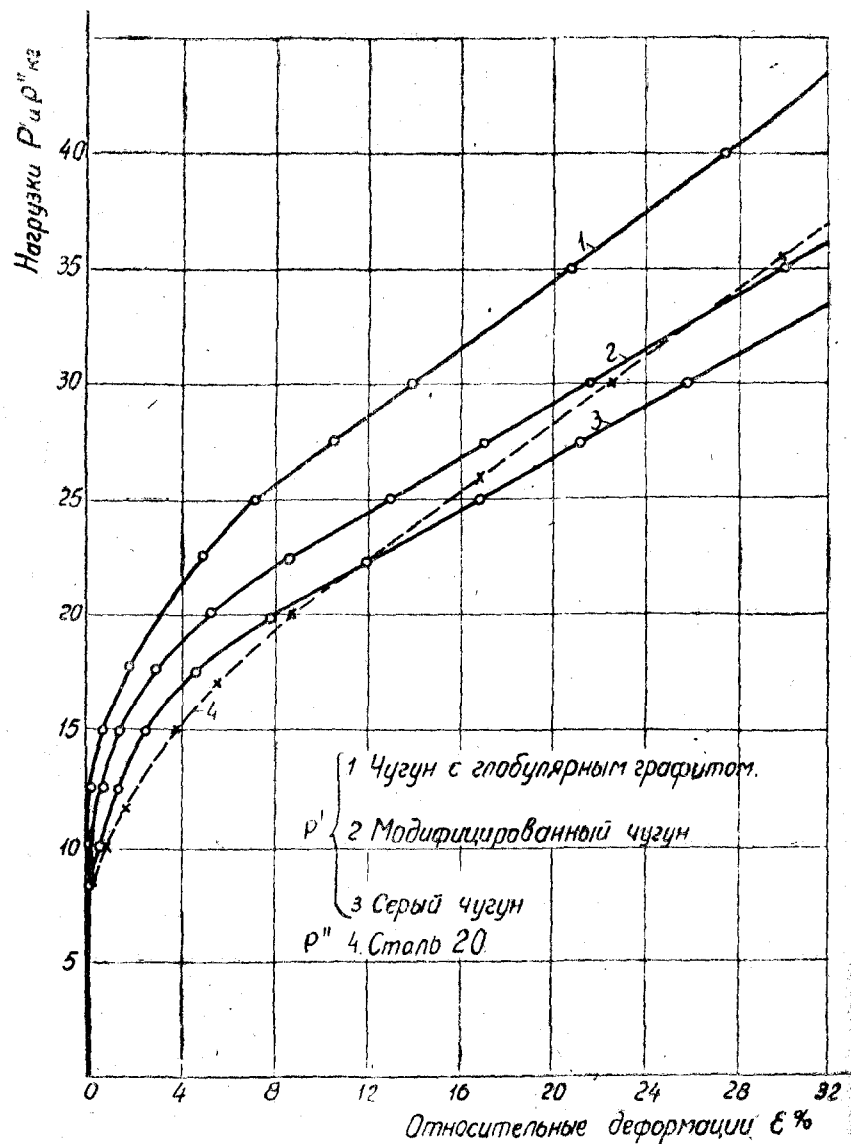


Рис. 1.

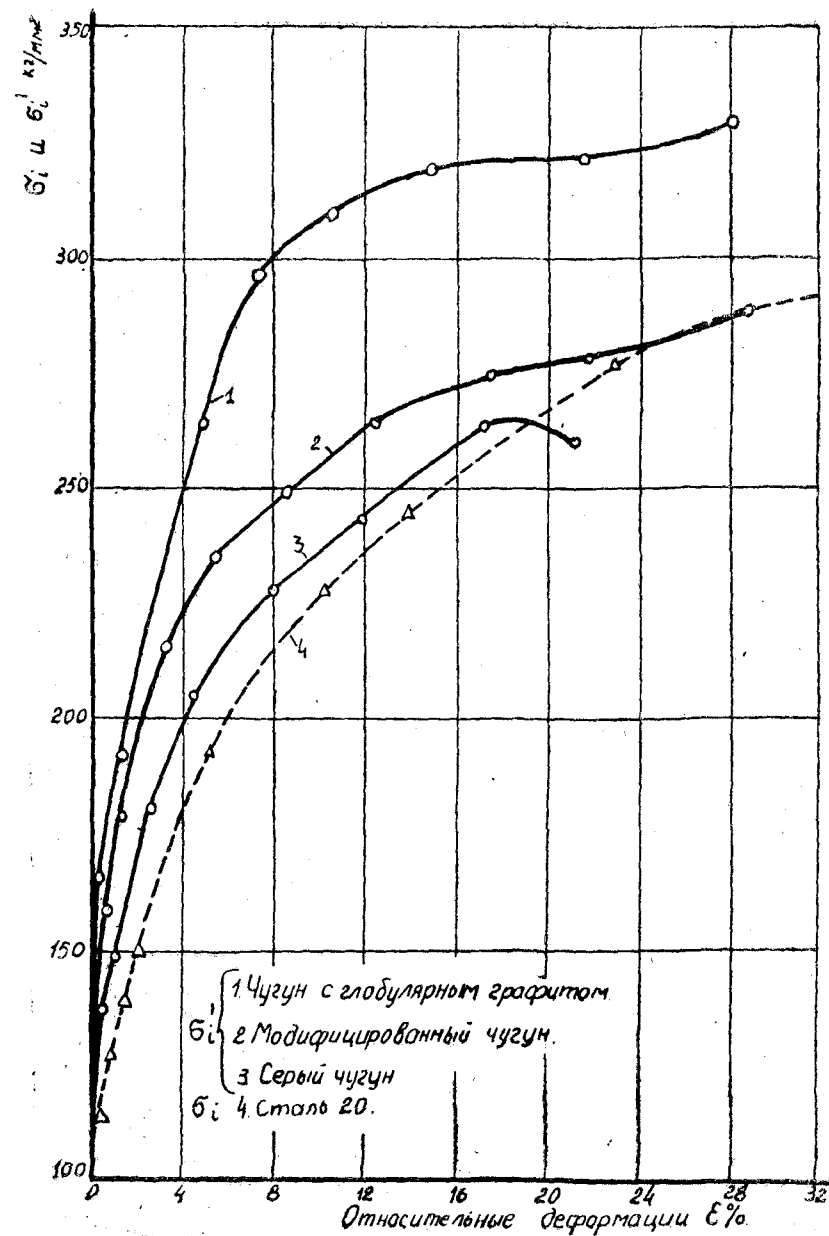


Рис. 2.

Действительные напряжения сжатия σ_i рассчитаны по формуле

$$\sigma_i = \frac{P}{F_0} \left(1 - \frac{\epsilon}{100} \right), \dots \dots \dots (2)$$

где: P —нагрузка, соответствующая значению деформации $\epsilon\%$,

F_0 —начальная площадь сечения цилиндрического образца в мм^2 ,

ϵ —средняя относительная деформация, полученная при испытании материала обоймы (сталь 20) на осевое сжатие в $\%$.

Кривая действительных напряжений сжатия стали 20, полученная из расчета, показана пунктирной линией на рис. 2.

На том же рисунке сплошными линиями представлена итоговая диаграмма приведенных напряжений сжатия всех испытанных чугунов, характеризующая способность материала сопротивляться сдвигу в условиях объемного неравномерного сжатия.

Как видно из диаграммы приведенных напряжений чугунов (рис. 2) наиболее прочным является чугун с глобулярным графитом (кривая 1); сопротивляемость серого чугуна сдвигу (кривая 3) в условиях контактной нагрузки значительно ниже, чем у чугуна с глобулярным графитом и модифицированного чугуна; промежуточное положение занимает кривая 2 модифицированного чугуна.

При малых относительных деформациях кривые приведенных напряжений сжатия всех чугунов резко возрастают, так как полученный наклеп повышает их сопротивляемость сдвигу при всестороннем сжатии, затем с увеличением деформации это возрастание носит плавный характер.

Приведенные напряжения сжатия серого чугуна (кривая 3) после деформаций порядка 17—18% значительно снижаются за счет наступившего разупрочнения материала.

Приведенные напряжения сжатия чугунов модифицированного и с глобулярным графитом (кривая 2 и 1) после деформаций порядка 20% не только не снижаются, но заметно возрастают за счет увеличения наклепа этих чугунов.

Анализируя результаты проведенного исследования, можно сделать следующие выводы:

1. Относительные деформации чугунов при всестороннем неравномерном сжатии достигают 32—34%, в то время как при осевом сжатии они не превышают 8—10%. Это подтверждает положение Надаи [5] о том, что пластичность есть не свойство, а состояние материала.

2. Максимальные значения приведенных напряжений чугу-

нов при всестороннем сжатии для чугуна с глобулярным графитом составляют 330 кг/мм^2 , для модифицированного — 289 кг/мм^2 и для серого — 262 кг/мм^2 .

3. Приведенные напряжения при всестороннем неравномерном сжатии чугуна с глобулярным графитом на 12,5% больше модифицированного, в то время как предел прочности при осевом сжатии чугуна с глобулярным графитом превышает таковой для модифицированного на 45%.

Таким образом, применение метода всестороннего неравномерного сжатия дает возможность установить уточненные механические характеристики чугунов в условиях контактной нагрузки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Грозин Б. Д., Механические испытания закаленных сталей. Машгиз, 1951.
2. Варфоломеев Н. М., Механические свойства цементованной стали при всестороннем сжатии. Труды Николаевского кораблестроительного института. Выпуск VII, Киев, 1954.
3. Илюшин А. А., Пластичность. Гостехиздат, 1948.
4. Смирнов-Аляев Г. А., Сопротивление материала пластическим деформациям. Машгиз, 1939.
5. Надаи, Пластичность. ОНТИ, 1936.

Ассистент В. А. СОМОВ

НЕКОТОРЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ПАРАМЕТРИЧЕСКОГО ДВИГАТЕЛЯ

Параметрический возвратно-поступательный двигатель был впервые заявлен в Министерство электропромышленности СССР Е. А. Кузнецовым 14 февраля 1951 года (авторское свидетельство № 93402). Независимо от этого аналогичный двигатель был заявлен в 1954 году группой сотрудников Одесского технологического института имени И. В. Сталина. До настоящего времени окончательно не установлено является ли двигатель Одесского института повторением двигателя Е. А. Кузнецова или имеет элементы новизны.

Сейчас в Одесском технологическом институте имени И. В. Сталина ведутся работы, предусматривающие внедрение этого двигателя в мукомольную промышленность для привода ситовых корпусов.

Учитывая отсутствие опубликованного материала по параметрическим двигателям, ниже освещаются некоторые элементарные вопросы теории работы такого двигателя.

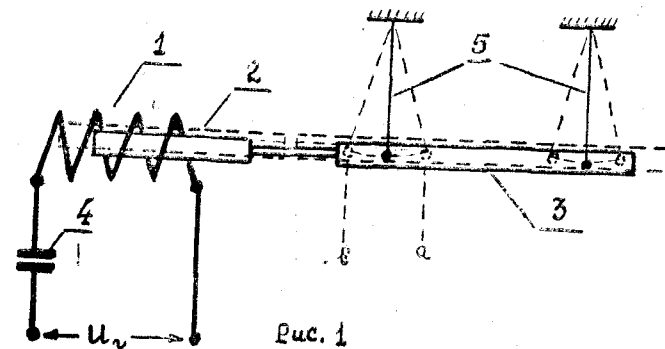


Рис. 1

Описываемый двигатель (рис. 1) представляет из себя электромагнит переменного тока (1), якорь которого (2) не-

посредственно связан с исполнительным возвратно-поступательным органом рабочей машины (3) (в данном случае с ситовым корпусом), а в цепь тяговой катушки последовательно включен конденсатор (4). Подвижная система закреплена на пружинах (5) и перемещается в пределах упругих деформаций этих пружин (от точки «а» до точки «в» и обратно).

Основное отличие данного привода от обыкновенного электромагнитного привода заключается в отсутствии механического коммутатора в цепи тяговой катушки электромагнита.

Несмотря на отсутствие такого коммутатора, подвижная часть двигателя, при определенных условиях, совершает колебания, частота которых может быть на много меньше, чем частота питающего напряжения. (Практически на экспериментальной установке получены колебания с частотой, меняющейся от 50 до 800 периодов в минуту).

Для того, чтобы показать, почему будут совершаться колебания якоря электромагнита, рассмотрим принцип действия обычного теплового двигателя, работающего, например, по циклу ОТТО. Аппроксимированная диаграмма такого двигателя в системе P, v приведена на рис. 2. Известно, что работа

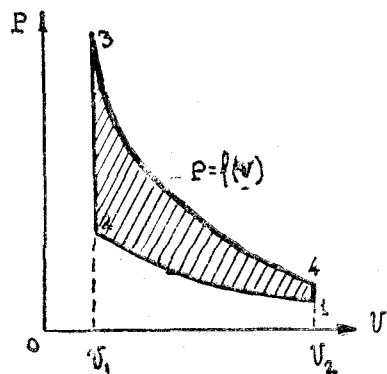


Рис. 2.

теплового двигателя возможна тогда, когда работа, совершаемая силами газов в процессе расширения, будет больше работы, совершаемой инерционными массами в процессе сжатия.

Такое положение имеет место в том случае, когда политропа расширения (рис. 2, кривая 3, 4) находится выше политропы сжатия (кривая 1, 2).

Заштрихованная площадь цикла, как известно, пропорциональна работе.

Аналогичные процессы совершаются и в нашем двигателе. Кривая электромагнитной силы, действующей на якорь электромагнита в процессе втягивания его в тяговую катушку, лежит выше кривой электромагнитной силы, действующей на якорь в процессе выхода его из катушки. Роль инерционных масс, накапливающих и отдающих энергию в соответствующие периоды, выполняет масса подвижной системы совместно с пружинами.

Сила, действующая на якорь электромагнита, есть пере-

менная величина, зависящая от протекающего через тяговую катушку тока и от положения сердечника в катушке: $F = \varphi(J, l)$.

В свою очередь ток, протекающий через катушку, зависит от полного сопротивления цепи (L, c, r) и от приложенного напряжения:

$$J = \frac{U}{Z}, \quad (1)$$

где $Z = \sqrt{r^2 + (x_L - x_c)^2}$.

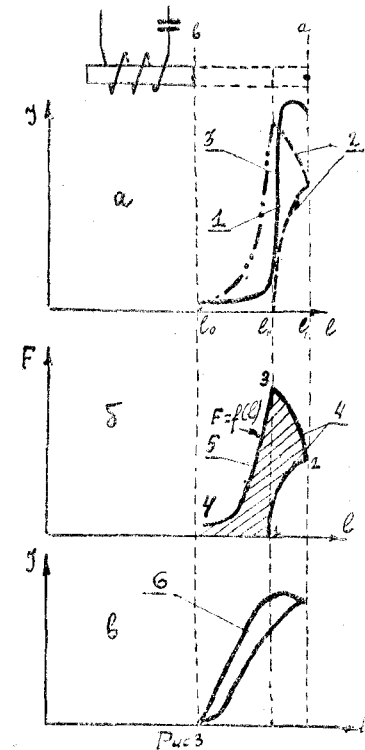
Сопротивление цепи рассчитывается так, чтобы в положении, соответствующем выдвинутому якорю электромагнита (в точке $l = l_u$, рис. 3-а), в ней наступал резонанс напряжений. Зависимость тока от положения якоря, при этом условии, имеет форму, показанную на рис. 3-а, кривой 1.

В квазистатическом режиме, при котором якорь электромагнита теоретически бесконечно медленно перемещается от точки к точке, функция тока от положения сердечника не будет зависеть от направления движения якоря. Ток будет меняться по одной и той же кривой 1, и работа, совершаемая электромагнитными силами при этом за один полный замкнутый цикл, будет равна:

$$W = \int_a^b f(J, l) dl - \int_b^a f(J, l) dl = 0. \quad (2)$$

В динамическом режиме, при котором якорь электромагнита перемещается между крайними точками с определенной скоростью, вступают в силу переходные электрические процессы, и функция $J = f(l)$ становится зависимой от направления движения якоря.

При движении якоря электромагнита вправо к положению



резонанса, кривая реального тока 2 «отстает» от квазистатической кривой 1.

При движении якоря электромагнита влево от положения резонанса, кривая реального тока 3 опережает кривую 1.

В этом случае работа электромагнитной силы за один полный цикл не равна нулю, а будет пропорциональна заштрихованной площади (рис. 3-б).

В случае, когда эта работа способна покрыть сумму механических потерь и полезную работу, совершаемую якорем за один цикл, двигатель будет совершать непрерывное возвратно-поступательное движение.

Ниже приведено приближенное решение дифференциального уравнения для рассматриваемой электрической цепи, показывающее наличие положительной работы в динамическом режиме.

Дифференциальное уравнение, связывающее ток и напряжение в цепи (L , c , r), имеет вид:

$$L \frac{di}{dt} + ri + \frac{1}{C} \int_0^t i dt = Um \sin(\omega t + \psi). \quad (3)$$

Коэффициент L (индуктивность тяговой катушки электромагнита) в данном случае величина переменная, зависящая от положения сердечника в катушке и от величины протекающего тока. Поэтому полное решение этого уравнения в общем виде связано с большими математическими трудностями.

Приближенное же решение его мы получим, приняв следующие условия:

а) Величину тока в период времени, соответствующий движению якоря от точки l_0 (рис. 3) до точки l_{∞} , считаем равной нулю, и, основываясь на этом, считаем, что в точке l_{∞} напряжение появляется при движении якоря вправо и исчезает при движении якоря влево;

б) индуктивность L в период времени, соответствующий движению якоря между точками l_{∞} и l_0 , остается величиной постоянной;

в) на участке l_{∞} , l_0 собственная частота цепи (L , c , r) равна частоте питающего напряжения.

При таких условиях решение уравнения 3, при движении якоря вправо от точки l_{∞} до точки l_0 и обратно до точки l_{∞} , имеет вид [1]:

$$i' = J'_m (1 - e^{-\delta t}) \sin(\omega t + \psi), \quad (4)$$

где $\delta = \frac{r}{2L}$.

Соответственно действующее значение тока

$$J' = \frac{J'_m}{\sqrt{2}} (1 - e^{-\delta t}). \quad (5)$$

При движении якоря влево от точки l_{∞} до l_0 :

$$J'' = \frac{J''_m}{\sqrt{2}} e^{-\delta t}. \quad (6)$$

Соответствующие этим уравнениям кривые тока построены на рис. 3 с учетом, что при установившемся возвратно-поступательном движении якоря электромагнита время t в формулах (5) и (6) будет связано с перемещением l в простейшем случае линейной функцией $t = \kappa l$.

При этом формулы (5) и (6) примут такой вид:

$$J' = \frac{J'_m}{\sqrt{2}} (1 - e^{-\delta f(l)}), \quad (7)$$

$$J'' = \frac{J''_m}{\sqrt{2}} e^{-\delta f(l)}. \quad (8)$$

На рис. 3 кривая 2 соответствует уравнению (7) и показывает изменение тока при движении якоря от точки l_{∞} до точки l_0 и обратно до точки l_{∞} ; кривая 3 соответствует уравнению (8) и показывает изменение тока при движении якоря от точки l_{∞} влево до точки l_0 .

Приняв также в первом приближении, что средняя сила, действующая на якорь электромагнита, обратно пропорциональна квадрату расстояния и прямо пропорциональна току, получим уравнения для сил, действующих на якорь электромагнита, в виде:

$$F' = K \frac{J'_m}{\sqrt{2}} (1 - e^{-\delta f(l)}) \frac{1}{l^2}, \quad (9)$$

$$F'' = K \frac{J''_m}{\sqrt{2}} e^{-\delta f(l)} \frac{1}{l^2} \quad (10)$$

где F' —сила, действующая на якорь электромагнита при движении его вправо;

F'' —сила, действующая на якорь электромагнита при движении его влево.

На рис. 3 кривая 4 соответствует уравнению 9, а кривая 5—уравнению 10.

Наконец, кривая 6 (рис. 3) дает зависимость эффективного значения тока катушки от расстояния l , снятую с действующей модели путем осциллографирования.

Значительные расхождения между экспериментальной и теоретической кривыми тока объясняется теми условиями, которые мы приняли при решении уравнения 3.

Кривая 4 (рис. 3) напоминает индикаторную диаграмму д.в.г. (рис. 2). На ней участок 1, 2 соответствует участку «сжатие» индикаторной диаграммы, и ограниченная им площадь пропорциональна отрицательной работе. Участок 2, 3, 4 соответствует участку «расширение», и ограниченная им площадь пропорциональна положительной работе.

Заштрихованная площадь (рис. 3) пропорциональна отдаваемой работе за один цикл, и если эта работа положительна, то двигатель будет совершать непрерывное возвратно-поступательное движение. При этом роль маховика будет выполнять масса подвижной системы совместно с пружинами.

Таким образом, работа двигателя основана на наличии переходных процессов в цепи с переменными электрическими параметрами.

Следует особо оговориться, что приводимый здесь анализ является сугубо приближенным и применен автором только для освещения основных физических процессов в двигателе. Действительная картина явлений в двигателе значительно сложнее и ее анализ требует определенных теоретических и экспериментальных исследований.

Освещение вопросов, связанных с к. п. д. двигателя, с его $\cos \varphi$, частотой колебаний и т. д., требует специального рассмотрения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Калантаров П. Л. и Нейман Л. Р., Теоретические основы электротехники. ГЭИ, 1951.
2. Калантаров П. Л., Теория переменных токов. ГЭИ, 1949.
3. Контарович М. Н., Операционные исчисления и нестационарные явления в электрических цепях. Гостехиздат, 1953.
4. Круг К. А., Основы электротехники. ГЭИ, 1946.

Канд. техн. наук, доцент А. В. ПАНЧЕНКО,
канд. техн. наук Г. Д. ГАЛЬПЕРИН

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ЦЕПНЫХ МЕЖВАЛЬЦОВЫХ ПЕРЕДАЧ НА ИЗНОС

Кафедрой «Технологическое оборудование» Одесского технологического института имени И. В. Сталина проводятся (начиная с 1951 года) на мелькомбинате № 2 Одесского треста «Главмука» эксплуатационные испытания межвальцовых передач, осуществленные посредством пластинчатых зубчатых двухсторонних (бесшумных) цепей.

Цель испытаний:

а) Изучить характер и величину износа цепей и звездочек межвальцовых передач в условиях их работы на вальцовых станках различных систем и установить примерную долговечность таких передач.

б) Установить за счет износа каких деталей шарнира главным образом происходит вытяжка (и, следовательно, выход из строя) двухсторонних зубчатых цепей. В связи с этим выявить возможность и целесообразность ремонта цепей путем замены отдельных их деталей.

в) Установить наиболее целесообразное соотношение рабочей ширины двухсторонней цепи, связанной с ведущей звездочкой к ширине цепи, связанной с ведомой звездочкой, при котором имел бы место одинаковый износ этих звездочек.

г) Выявить и устранить конструктивные недостатки передачи.

В настоящей статье приводятся опытные данные по износу передач, проработавших от 0,5 года (3750 часов) до 1,5 лет (11250 часов) в условиях трехсменной работы на вальцовых станках I и VI, дражных и VI размольной систем.

Общий вид исследуемой передачи представлен на рис. 1. На шейках быстро и медленно вращающихся вальцов смонтированы, соответственно, ведомая (Б) и ведущая (М) звездочки передачи; натяжная звездочка (Н) смонтирована на специальной стойке, установленной на перекрытии. Зубчатая

двухсторонняя цепь внутренней стороной огибает звездочки Б и Н, а наружной — входит в зацепление со звездочкой М.

Технические характеристики передач и условия их эксплуатационных испытаний представлены в таблице 1.

Таблица 1

Показатели	Условное обозначение	Единица измерения	Значение для цепи, проработавшей		
			3750 часов на I др. системе	11250 часов на VI др. системе	11250 часов на VI развольной системе
Шаг цепи	t	мм	19,05	19,05	25,4
Ширина цепи	B	"	107,5	107,5	105
Длина цепи в шагах . .	L_t	шагов	86	86	70
Характеристика цепи . .	A	мм ²	402	402	473
Межцентровое расстояние передачи	—	мм	520	520	520
Угол наклона к горизонту	—	град	60	60	60
Передаваемая мощность	$N_{\text{нп}}$	л. с.	3÷5	5÷7	12÷14
Скорость движения цепи	$V_{\text{ц}}$	м/сек.	2,62	3,94	3,89
Тяговое усилие	—	кг	86÷143	95÷133	232÷270
Разрушающее усилие цепи	Q_p	"	16100	16100	17700
Допускаемое удельное давление в шарнире . .	—	$\frac{\text{кг}}{\text{мм}^2}$	0,923	0,923	0,923
Расчетное удельное давление в шарнире . .	—	"	0,214÷0,055	0,236÷0,330	0,570
Число зубьев ведомой звездочки	Z_b	—	18	27	20
Число зубьев ведущей звездочки	Z_m	—	44	40	30
Число зубьев натяжной звездочки	Z_n	—	40	40	30
Передаточное отношение передачи	i	—	2,446	1,48	1,5

1. Износ цепей

Измерения величины износа деталей цепи производились¹:
а) окон рабочих пластин посредством индикаторного нутромера;

¹ В измерении износа деталей цепи принимал участие инженер К. М. Унгур.

б) вкладышей со стороны рабочих пластин—двойным микроскопом МИС-11, либо путем профилографирования поверхности профилографом Е. С. Берковича с последующей обработкой профилограмм на измерительном микроскопе;

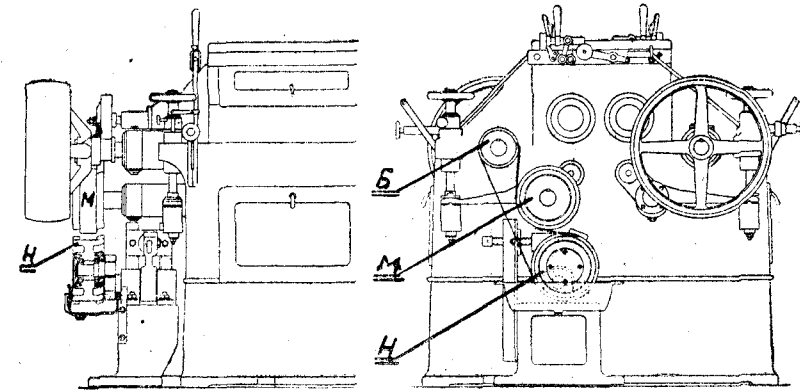


Рис. 1.

в) вкладышей со стороны валика—миниметром (в нормальной стойке);

г) валиков — при помощи горизонтального оптиметра.

Результаты испытаний цепей приведены в таблице 2.

Таблица 2

Показатели	Условное обозначение	Единица измерения	Величина износа деталей цепей, проработавших в течение		
			3750 часов работы на I др. системе	11250 часов работы на VI др. системе	11250 часов на VI развольной системе
Износ валика по диаметральному сечению . .	a	мм	0,030	0,073	0,074
Износ вкладыша со стороны валика	b	"	0,023	0,066	0,073
Увеличение окон в рабочих пластинах	c	"	0,013	0,038	0,036
Износ вкладыша со стороны рабочих пластин	d	"	0,012	0,033	0,038
Увеличение среднего шага от износа	Δt	"	0,126	0,347	0,368
Максимально допустимое увеличение шага для данной передачи	Δt_{max}	"	0,760	0,760	1,600

Увеличение среднего шага от износа

$$\Delta t = a + 2(b + c + d).$$

Из таблицы 2 следует, что увеличение среднего шага цепи за счет износа вкладышей, т. е. отношение $\frac{2(b+d)}{\Delta t} 100\%$, для цепей, работавших на I др., IV др. и VI размольной системах, составляет, соответственно, 55%, 57,1% и 60% от Δt .

Если заменить вкладыши в изношенных цепях, то это уменьшит общее увеличение среднего шага более, чем вдвое. Поэтому можно продлить срок службы цепей ремонтом их путем замены изношенных вкладышей новыми.

Из этой же таблицы видно, что в цепи, проработавшей 0,5 года на I драной системе увеличение среднего шага от износа составляет

$$\frac{\Delta t}{\Delta t_{\max}} = \frac{0,126}{0,760} \cdot 100\% = 16,6\%.$$

Если приближенно считать износ цепи равномерным во времени, то эта цепь может проработать

$$\frac{100}{16,6} \cdot 0,5 \approx 3 \text{ года}.$$

Аналогично подсчитанный срок службы для цепи, работавшей на VI др. системе, составит 3,3 года, а для цепи, работавшей на VI размольной системе — 6,5 лет.

Следует отметить, что значительный износ цепей связан с низким качеством их изготовления, вследствие чего характер работы цепи отклоняется от описанного в литературе. Так, например, проф. Н. В. Воробьев [1, стр. 63] пишет: «При повороте звездочки, а следовательно, и звена происходит скольжение только между сегментной втулкой (вкладышем) и валом...» В действительности же вкладыш, помещенный в окна пластин, имеет значительные зазоры и, вследствие этого, имеют место смещения вкладыша относительно пластин; это подтверждается следами износа на вкладыше со стороны пластин, отмеченными стрелкой d на рис. 2.

Для сравнения на этом же рисунке показан неизношенный вкладыш (H) и вкладыш, изношенный со стороны валика.

По износу вкладыша со стороны валика, отмеченному стрелкой b , видно, что фактическая площадь опорной поверхности шарнира значительно меньше характеристики цепи за счет различия в радиусах закругления валика и внутренней поверхности вкладыша.

Таким образом, фактическое удельное давление в шарнире цепи всегда превышает расчетное.

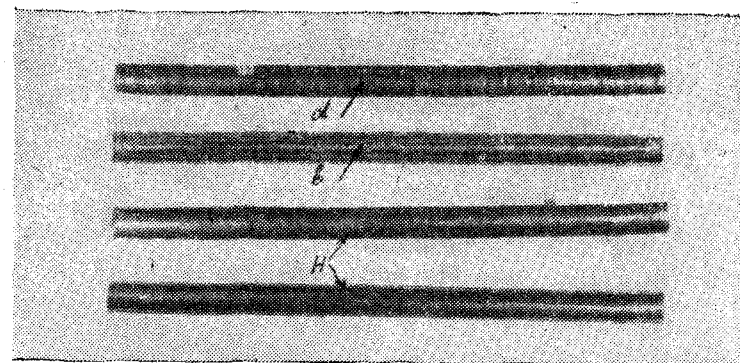


Рис. 2.

II. Износ звездочек

С целью получения большего износа в относительно непродолжительное время звездочки испытуемых передач были выведены [1, стр. 157]. Если бы в межвальных передачах стью $H_g = 113 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2}$, вместо рекомендуемой [4, стр. 279] $H_g = 260 \div 300 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2}$.

Известно, что в цепных передачах ведущая звездочка, при прочих равных условиях, изнашивается значительно быстрее ведомой [1, стр. 157]. Если бы в межвальных передачах применить втулочно-роликовую цепь, то более быстрый износ ведущей звездочки был бы постоянным органическим недостатком такой передачи.

В передаче зубчатой цепью можно осуществить такую сборку (для условий работы двумя сторонами), при которой ведущая и ведомая звездочки будут примерно одинаково изнашиваться во времени.

В передаче, проработавшей на VI размольной системе ($t = 25,4 \text{ мм}$, $i = 1,5$), при одинаковой ширине зубьев ведущей и ведомой звездочек, ведущая звездочка износилась через 9 месяцев, а ведомая — через 1,5 года. Следовательно, можно достигнуть одинакового износа звездочек такой передачи, если собрать пластины цепи так, чтобы рабочая ширина цепи со стороны ведущей звездочки примерно вдвое превышала таковую со стороны ведомой. Для передачи, работавшей на I драной системе ($t = 19,05 \text{ мм}$, $i = 2,446$), отношение рабочей ширины цепи ведущей звездочки к ведомой можно принять равным 1,15.

Характер износа звездочек цепной межвальцовой передачи несколько отличен от описанного в литературе. Так, например, обычно считают, что в зубьях звездочки одна грань является нерабочей [1, стр. 63]. В межвальцовой передаче зубья изнашиваются с обеих сторон. Так для ведомой звездочки, после 7500 часов работы, приведенной на рис. 3, глубина износа составила: для рабочих граней 0,8 мм и для «нерабочих» — 0,4 мм.

Далее, обычно считают, что изношенная цепь стремится передвинуться к вершине зуба, т. е. расположиться на звездочке по окружности, соответствующей увеличенному ее шагу [1, стр. 63 и 4, стр. 263].

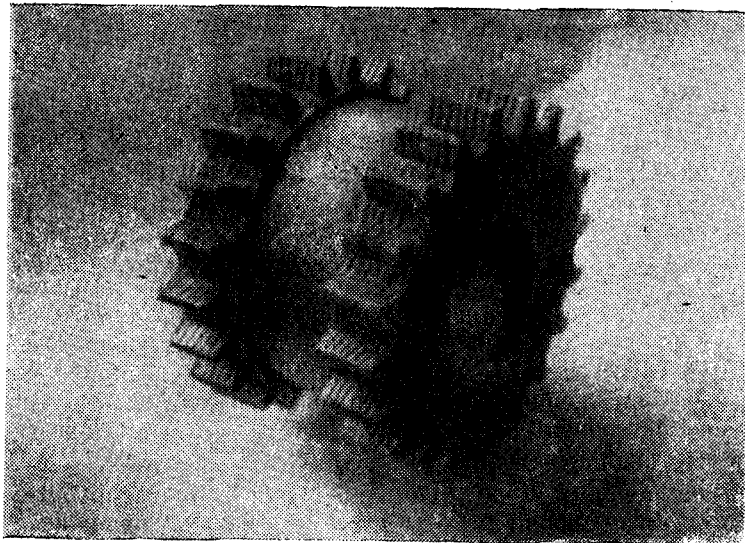


Рис. 3.

Как это видно из рис. 3 у ведомой звездочки оказалась изношенной поверхность по окружности впадин, что может иметь место при расположении шарниров цепи по окружности, меньшей делительной, и уменьшении шага цепи против номинального.

Эти особенности в характере работы цепной межвальцовой передачи можно объяснить:

а) Спецификой работы вальцово-цепной пары в условиях замыкания кинематической цепи и периодического изменения направления передачи мощности [2, стр. 9].

б) Значительным предварительным натяжением цепи, необходимым при периодически изменяющемся направлении передачи межвальцовой мощности.

III. Выявленные конструктивные недостатки передачи

В процессе испытания были выявлены следующие конструктивные недостатки передачи:

а) Смазка была применена периодическая, так как негерметичный кожух не позволил применить непрерывную (картерную) смазку.

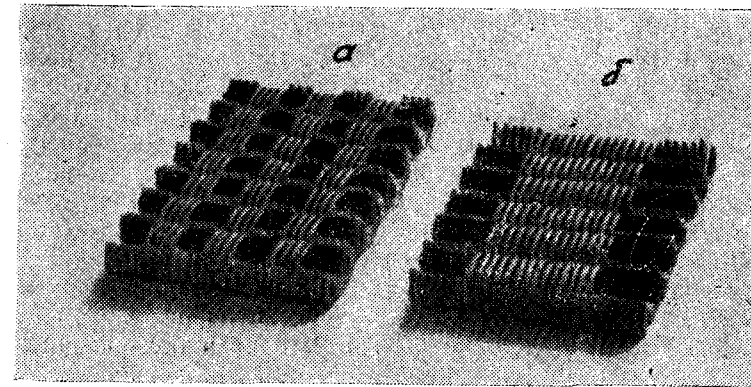


Рис. 4.

б) Монтаж натяжного приспособления на перекрытии, отдельно от станка дает значительные отклонения в параллельности осей натяжной и рабочих звездочек; кроме того, затрудняются условия поддержания требуемого для пищевого предприятия санитарного состояния.

в) Сборка цепи по схеме, помещенной на рис. 4-б, вызвала отдельные случаи поломки валиков и вкладышей от изгиба, так как тяговое усилие в средней части цепи, связанной с ведущей звездочкой, направлено противоположно усилию в крайних частях цепи, связанных с ведомой звездочкой.

Для устранения этих недостатков авторами была разработана новая конструкция передачи [3, стр. 18], с герметичным кожухом, смонтированная на вальцовом станке с цепью, собранной по схеме, помещенной на рис. 4-а.

В течение 14-ти месяцев с начала испытаний новой передачи вышеперечисленные недостатки не наблюдались.

1. Между вкладышами и пластинами цепи при работе имеют место относительные смещения, что вызывает износ окон в пластинах и износ вкладышей со стороны пластин.

2. В новых (неработавших) цепях фактическая площадь опорной поверхности в шарнире значительно меньше характеристики цепи и, следовательно, удельное давление в шарнире всегда больше расчетного.

3. Увеличение среднего шага цепи (и, следовательно, выход ее из строя) происходит на 55÷60% за счет двухстороннего износа вкладышей, составляющих по весу примерно 7,5% от веса цепи. Таким образом, заменой вкладышей в изношенных цепях возможно и целесообразно производить их ремонт.

4. Срок службы двухсторонней зубчатой цепи мельничной межвалцово́й передачи можно считать не меньшим 3 лет. Увеличение этого срока может быть достигнуто введением непрерывной смазки и частичным ремонтом цепи путем замены изношенных вкладышей новыми.

5. Для равномерного износа звездочек сборку двухсторонних цепей при ширине их свыше 100 мм для условий I дражной системы следует производить по схеме, приведенной на рис. 4-а, причем ширина рабочей части цепи, связанной с ведущей звездочкой, должна быть в 1,15 раза больше ширины рабочей части цепи, связанной с ведомой звездочкой. Для передачи, работавшей на VI размо́льной системе, то же отношение должно быть примерно равно двум.

6. Зубья звездочек изнашиваются с обеих сторон, причем износ рабочей грани примерно вдвое превышает износ «нерабочей» грани.

7. Для устранения недостатков передачи, выявленных в процессе эксплуатационных испытаний, можно рекомендовать ко внедрению предложенный авторами межвалцовый редуктор [3].

ЛИТЕРАТУРА

1. Воробьев Н. В., Цепные передачи. Машгиз, 1951.
2. Гальперин Г. Д., Технологическое значение и величина мощности, циркулирующей через межкатковую передачу валцовых станков мукомольных мельниц, 1951.
3. Панченко А. В. и Гальперин Г. Д., Межвалцовый редуктор. Мукомольно-элеваторная промышленность, № 12, 1954.
4. Под ред. Саверина М. А., Детали машин, Машгиз, 1951.

Канд. техн. наук Н. Я. КЕСТЕЛЬМАН,
канд. техн. наук Л. И. КОТЛЯР

СРАВНИТЕЛЬНОЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗНОСА ОТБЕЛЕННОГО ЧУГУНА МУКОМОЛЬНЫХ ВАЛЬЦОВ

К числу существенных факторов, обуславливающих увеличение производительности валцовых станков размо́льных систем, относится повышение износостойкости рабочих органов их — валцов, представляющих собой чугу́нные детали кокильной отливки с отбелённым рабочим слоем. Валцы указанных станков работают в условиях интенсивного абразивного изнашивания трущихся поверхностей, усиливаемого значительным давлением обрабатываемого продукта на весьма ограниченные участки рабочей зоны. Так, по данным проф. А. Я. Соколова [4], распорное усилие в этой зоне длиной 1 м достигает 1,35 т при измельчении пшеницы IV типа влажностью 17%. Значительная разность окружных скоростей вращения парноработающих валцов, находящаяся в пределах от 2 до 4 м/сек, является не менее существенным фактором, интенсифицирующим процесс изнашивания рабочей поверхности валцов.

Вопрос об износостойкости отбелённого чугуна мало изучен и недостаточно освещен в научно-технической литературе; в частности, совершенно отсутствуют сравнительные данные об износе отбелённого чугуна, обработанного абразивным шлифованием и электроискровым способом, позволяющим осуществлять местную термохимическую обработку поверхностей путем соответствующего подбора материала электрода инструмента [2].

В качестве объекта исследования был взят обычный отбелённый нелегированный чугун, применяемый Лутугинским чугунолитейным заводом для изготовления валцов типа «Г», предназначенных для станков размо́льных систем. Химический состав подопытных образцов чугуна был такой:

$$\frac{C}{3,4 \div 3,6\%}, \quad \frac{Si}{0,5 \div 0,7\%}, \quad \frac{Mn}{0,4 \div 0,6\%},$$

$$\frac{P}{0,3 \div 0,4\%}, \quad \frac{S}{0,10 \div 0,12\%}.$$

Из рассмотрения характерной микроструктуры образца, представленной на рис. 1, видно, что в поле зрения шлифа находится менее 40% цементита и ледебурита, а остальное представляет собой перлит тонкого сложения. Твердость образцов, определенная на приборе PB (типа Роквелла), находилась в пределах $H_{RC} = 40 \div 41$, что соответствует статической твердости $H_B = 375 \div 387 \frac{кг}{мм^2}$.

Исследуемые образцы подвергались абразивному шлифованию и электроискровой обработке при режимах, обеспечивающих получение поверхности их в пределах пятого класса чистоты. Применение электроискрового способа обработки образцов, как меры выравнивания твердости и повышения износостойкости их, обосновывается исследованием, проведенным под научным руководством доц. А. В. Панченко [1]. Этим исследова-



Рис. 1. Микроструктура образца отбеленного чугуна ($\times 210$).

нием установлено непостоянство твердости рабочего слоя вальца как по поверхности, так и в радиальном направлении.

В целях получения результатов лабораторных испытаний, достаточно близких к эксплуатационным, сравнительное исследование износа образцов проводилось в условиях полусухого трения на машине АЕ-5, в условиях сухого трения о металлическую поверхность и о торец шлифовального круга, а также в абразивной среде, «по способу гильзы», рекомендуемому В. Ф. Лоренцом.

В качестве измерителя материального износа в течение установленного периода истирания образцов был принят абсолютный весовой износ, количественно оценивающий вес срезаемых микрообъемов металла в виде стружек скалывания, но не учитывающий, однако, изменение характера поверхностных слоев в результате микропластических деформаций их. Определение веса образцов, предварительно промытых в безводном этиловом спирте и высушенных, производилось на лабораторных аналитических весах 2-го класса марки ВА-200. Показатели основных метрологических свойств применяемых весов имели отклонения, не выходящие за пределы допусков: постоянство весов — 0,2 деления, средняя чувствительность весов при нагружении их в пределах от 20 до 200 граммов — 0,35 мг, неравноплечность коромысла — + 0,8 мг, цена деления рейтерной шкалы — 0,1 мг. Для устранения влияния постоянной погрешности весов применялся способ двойного взвешивания образцов на правой и на левой чашках. Результат взвешивания вычислялся с учетом данных тарировочного графика чувствительности весов [3]. В качестве достоверного результата взвешивания была принята средняя арифметическая величина из пяти последовательных двойных определений веса образца. Критерием для оценки вероятной точности отдельных взвешиваний служила величина средней квадратической погрешности, вычисляемая по формуле $\sigma = 0,5 \sqrt{\sum \delta^2}$ мг, где $\sum \delta^2$ — сумма квадратов разностей между результатами отдельных двойных взвешиваний и их средним арифметическим значением.

На машине трения АЕ-5 (см. схему на рис. 2), работающей по принципу торцевого трения трех цилиндрических образцов по поверхности съемного шлифованного кольца из отбеленного чугуна, суммарный путь трения в течение одного опыта составлял $S_t = 200$ км при относительной скорости скольжения образцов $v_0 = 4,6$ м/сек. В качестве смазочного материала для трущихся поверхностей применялось тщательно профильтрованное автотракторное масло марки АК-10, имевшее кинематическую вязкость $\nu_{100} \approx 10$ сст; расход смазки составлял, в среднем, $40 \frac{см^3}{час}$. Измерение температуры трущихся поверхностей производилось посредством медь-константановой термопары, вставленной в осевое отверстие цилиндрического образца, причем наконечник не доходил до поверхности трения, примерно, на 0,3 мм. При изменении давления на образец в пределах от 15 до $35 \frac{кг}{см^2}$ температура трущихся по-

верхностей не превышала 50°C; при этом соотношение между кинематической вязкостью масла при 50°C и при 100°C было около семи, что способствовало созданию более или менее одинаковых условий изнашивания образцов.

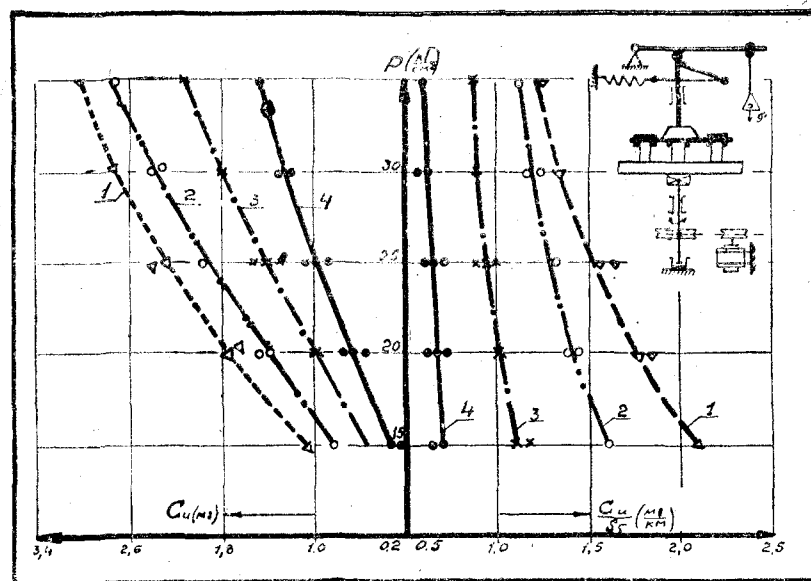


Рис. 2. Суммарный абсолютный (G_n) и относительный износ ($\frac{G_n}{S_T}$) образцов отбелённого чугуна на машине АЕ-5 в зависимости от удельного давления на трущиеся поверхности.

Приведенные на рис. 2 результаты опытов первой серии получены при испытании на износ следующих образцов чугуна: 1 — обработанных абразивным шлифованием; обработанных электроискровым способом с применением в качестве анода-инструмента — 2 — графита, 3 — высококачественной углеродистой стали У7А, 4 — металлокерамического твердого сплава Т15К6.

Анализируя результаты опытов, проведенных на машине АЕ-5 (см. рис. 2), представляется возможным сделать следующие основные выводы:

— интенсивность изнашивания отбелённого чугуна, при всех других постоянных условиях трения, повышается с увеличением удельного давления на трущиеся поверхности;

— электроискровая обработка отбелённого чугуна значительно повышает износостойкость его; степень повышения износо-

стойкости находится в зависимости от материала электрода-инструмента, причем наиболее эффективной оказалась обработка поверхностей образца (катода) в случае применения в качестве электрода-инструмента (анода) твердого сплава Т15К6.

Следующая, вторая серия опытов была проведена на установке, основанной на принципе сухого трения двух испытуемых цилиндрических поверхностей с параллельно расположенными осями, вращающихся в одном направлении с одинаковой окружной скоростью (см. схему на рис. 3). Постоянное давление между трущимися цилиндрами вдоль образующей их создавалось и поддерживалось предварительно протарированной пружиной сжатия, действующей на подвижные опоры одного из вращающихся образцов. Материал и обработка трущихся пар были таковы (см. рис. 3):

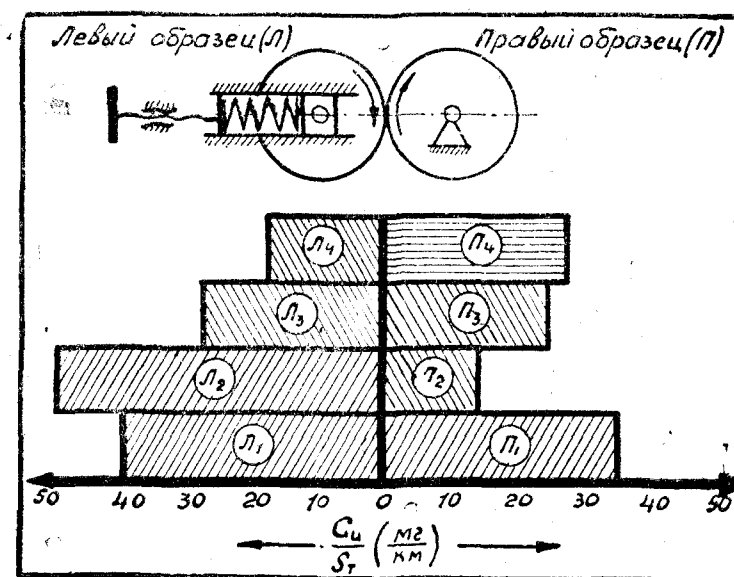


Рис. 3. Диаграммы относительного износа ($\frac{G_n}{S_T}$) вращающихся цилиндрических образцов.

а) абразивношлифованный отбелённый чугун ($Л_1$) по аналогичному образцу ($П_1$);

б) абразивношлифованный отбелённый чугун ($Л_2$) по отбелённому чугуну, обработанному электроискровым способом ($П_2$);

в) отбеленный чугун, обработанный электроискровым способом (Л₃) по аналогичному образцу (П₃);

г) отбеленный чугун, обработанный электроискровым способом (Л₄) по образцу из качественной конструкционной легированной стали марки 37ХС, предварительно подвергнутому закалке при температуре 920°C в масле и среднетемпературному отпуску при температуре 260°C; термически обработанный образец имел твердость $H_{RC} = 51$, что соответствует

$$H_B = 495 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2}.$$

Анализируя диаграммы относительного износа трущихся цилиндрических пар, приведенные на рис. 3, можно также прийти к выводу о целесообразности электроискровой обработки отбеленного чугуна, как меры повышения износостойкости трущихся поверхностей, работающих в условиях сухого трения.

Последующая, третья серия экспериментов по изнашиванию чугуна была проведена в условиях контакта основания цилиндрического образца с торцевой поверхностью вращающегося шлифовального круга плоского прямого профиля марки К3120С2К6 размерами 200×25×32 мм (см. схему на рис. 4). Выбор зернистости, твердости, структуры и связки круга был произведен исходя из необходимости создания условий для постоянного обновления абразивной режущей поверхности в процессе истирания образцов. Продукты износа трущихся поверхностей непрерывно удалялись посредством жесткой волосяной щетки, установленной неподвижно по отношению к шлифовальному кругу, и струей сжатого воздуха. Удельное давление на трущиеся поверхности изменялось в пределах от 0,5 до $2 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$.

Результативные данные исследования, представленные на рис. 4, характеризуют протекание абсолютного износа (G_n) абразивношлифованных образцов (1 и 2), а также обработанных электроискровым способом (3 и 4) в зависимости от пути трения ($S_{ткм}$) и давления на образцы ($p \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$); кривые 1 и 3 — при $p = 0,5 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$, кривые 2 и 4 — при $p = 2 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$. Из рассмотрения рис. 4 следует, что средняя интенсивность изнашивания чугуна на пути трения $S_t = 30 \text{ км}$ составляет при $p = 0,5 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$ для абразивношлифованного образца — $1,4 \frac{\text{мг}}{\text{км}}$, для образца, обработанного электроискровым способом — $0,34 \frac{\text{мг}}{\text{км}}$; следовательно, износ последнего образца, примерно, в 4 раза меньше износа абразивношлифованного образца. Аналогичное явление

более высокой износостойкости образцов, обработанных электроискровым способом, наблюдается и при более тяжелых условиях изнашивания, а именно при $p = 2 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$ (кривые 2 и 4 на рис. 4). В зависимости от степени нагружения испытуемого образца, обработанного электроискровым способом, после истирания упроченного слоя чугуна ранее либо позднее наступает период более интенсивного изнашивания, равнозначный по скорости изнашиванию абразивношлифованных образцов. Таким образом, обобщая данные сравнительных испытаний износа чугуна, приведенные на рис. 4, имеются основания для утверждения, аналогичного ранее сделанному, что износостойкость образцов, обработанных электроискровым способом, значительно выше, нежели образцов, обработанных абразивным шлифованием.

Предпоследняя, четвертая серия экспериментальных исследований по изнашиванию чугуна была проведена «по способу

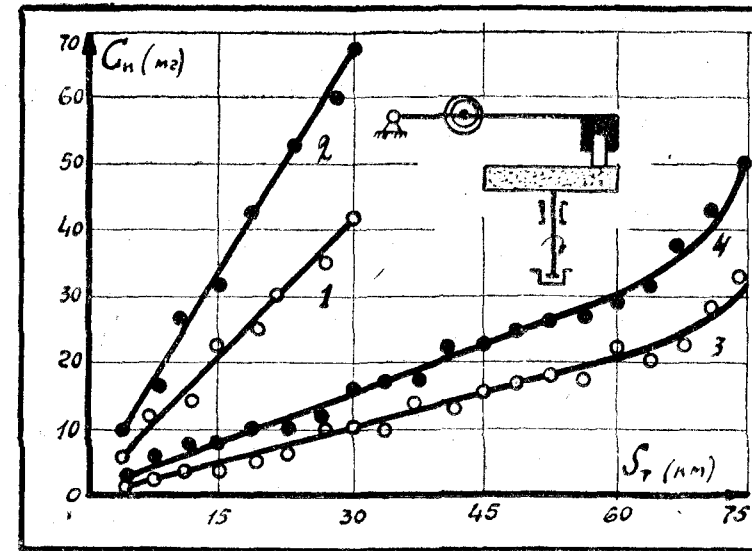


Рис. 4. Сравнительные данные абсолютного износа образцов отбеленного чугуна, контактирующих с вращающимся шлифовальным кругом.

гильзы» (см. схему на рис. 5). Изнашивание вращающихся цилиндрических образцов производилось в абразивной среде из кварцевого песка зернистостью № 36 (размерная характеристика зерна 500÷600 мк) и твердостью, равной семи едини-

цам по минералогической шкале. Песок для освобождения от глинистой составляющей подвергался пятикратной промывке и последующему просушиванию в сушильном шкафу при температуре 110°C . Подготовленный таким образом абразивный материал был равномерно увлажнен дистиллированной водой в количестве 4% от веса песка. Уплотнение зерен в стальной гильзе достигалось двояко: динамически — применением лабораторного копра с падающим бойком — и статически — нагружением коромысла гильзы постоянными и равными по весу грузами. В целях обеспечения непрерывного контакта изнашиваемого образца с новыми порциями песка, образец, закрепленный на оправке, установленной в шпинделе вертикального сверлильного станка, имел, кроме вращательного движения, одновременно равномерное поступательное движение сверху

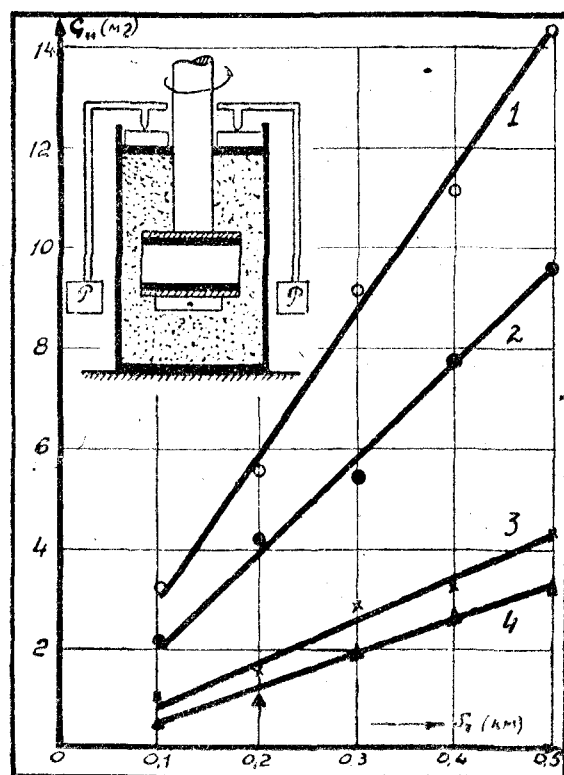


Рис. 5. Сравнительные данные абсолютного износа образцов отбелённого чугуна в гильзе с кварцевым песком.

вниз на глубину 150 мм. Исследуемые образцы подвергались пятикратному испытанию, каждый раз с новым, свежесасыпанным и уплотненным кварцевым песком, но при постоянном весе грузов на коромысле приспособления.

Средние данные испытаний приведены на рис. 5: кривые 1 и 2 относятся к абразивношлифованным образцам, 3 и 4 — к обработанным электроискровым способом; соответственно, кривые 1 и 3 относятся к весу гирь на коромысле $P=12$ кг, кривые 2 и 4 — к $P=4$ кг. Графики, построенные по результатам опытов, подтверждают совершенно аналогичную картину повышения износостойкости отбелённого чугуна, обработанного электроискровым способом, по сравнению с абразивношлифованным чугуном (примерно в 3 раза).

Все вышеприведенное было посвящено изложению результатов исследования сравнительной износостойкости образцов отбелённого чугуна, имеющих одинаковую твердость. Учитывая, что Н. Я. Кестельманом [1] установлено непостоянство распределения твердости вальца в зоне полезного отбела в радиальном направлении, возникла необходимость в экспериментальном выяснении вопроса, будет ли электроискровая обработка повышать износостойкость отбелённого чугуна с различной твердостью. Для этой цели была проведена заключительная, пятая серия опытов. В этой серии производилось испытание образцов, имеющих твердость трущихся поверхностей $H_{RC}=35\div45$, вырезанных в радиальном направлении из зоны полезного отбела вальца типа «Г» диаметром 250 мм (см. кривую 1, рис. 6). Исследование производилось при контакте образцов с вращающимся шлифовальным кругом на установке, схема которой изображена на рис. 4, при постоянных величинах давления на образец $p=3\frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$ и пути трения $S=1,5\text{ км}$.

Из рассмотрения результатов сравнительного исследования абсолютного износа образцов, взятых из различных глубин зоны полезного отбела вальца, следует:

—износ абразивношлифованной поверхности (кривая 2, рис. 6) находится в зависимости от твердости ее; по мере уменьшения твердости увеличивается абсолютный, а следовательно, и относительный износ;

—наоборот, поверхность чугуна, обработанная электроискровым способом (кривая 3, рис. 6), имеет не только более высокую износостойкость, но и износостойкость, практически мало зависящую от твердости поверхности перед обработкой ее, что, несомненно, будет способствовать повышению долговечности и работоспособности вальцовой пары.

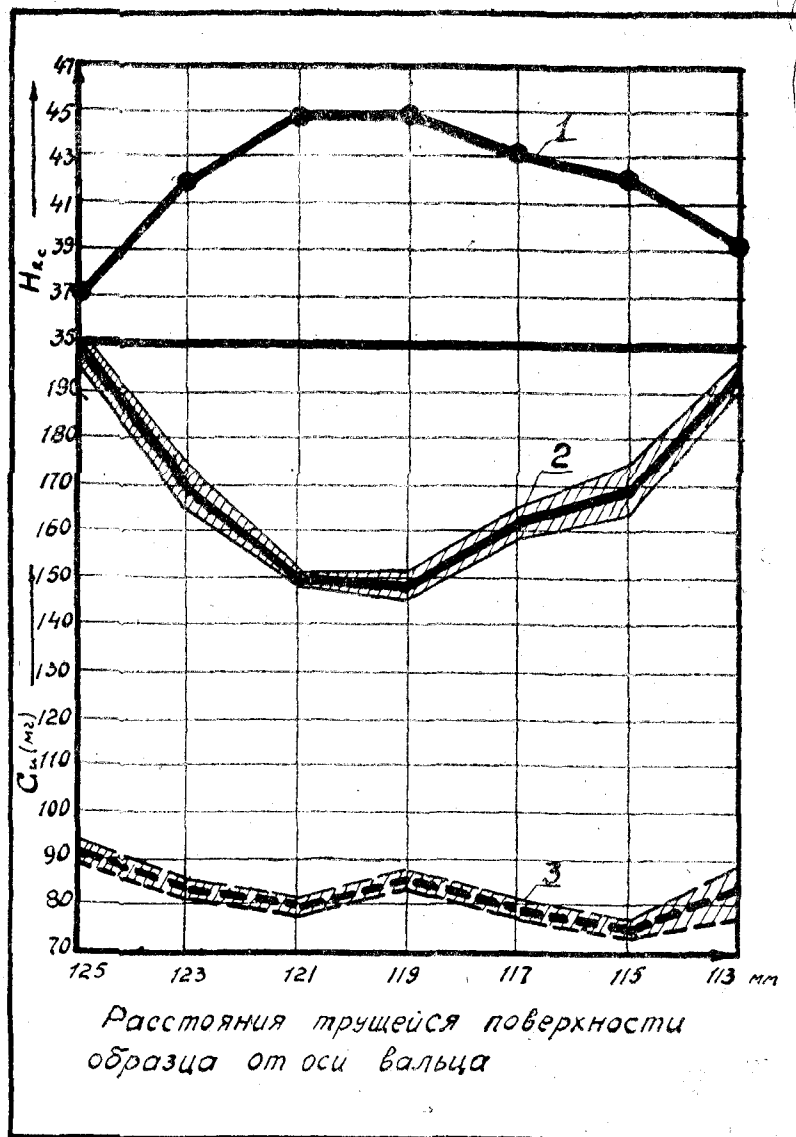


Рис. 6. Сравнительные данные абсолютного износа образцов отбелённого чугуна различной твердости, обработанных абразивным шлифованием и электроискровым способом.

Проведенные на мельнице № 2 Одесского треста Главмуки сравнительные испытания валцов размольных систем, обработанных абразивным шлифованием и электроискровым способом, убедительно подтвердили выводы лабораторных исследований о более высокой износостойкости валцов, обработанных передовым и прогрессивным электроэрозионным способом. Кроме того, в процессе производственных испытаний станков размольных систем выявлено весьма важное эксплуатационное достоинство валцов, обработанных электроискровым способом, заключающееся в значительном повышении технологической эффективности их работы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кестельман Н. Я., Повышение технологической эффективности работы мельничных валцовых станков размольных систем. Одесский технологический институт им. И. В. Сталина, 1952.
2. Лазаренко Б. Р. и Лазаренко Н. И., Электроискровая обработка металлов, Госэнергоиздат, 1950.
3. Рудо Н. М., Точное взвешивание, ВНИИМ, 1949.
4. Соколов А. Я., Технологическое оборудование элеваторов, мельниц, крупяных и комбикормовых заводов, Заготиздат, 1950.

Канд. техн. наук, доцент В. Б. ФАСМАН

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ЗАГРУЗКИ ПЕРВИЧНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ЭЛЕВАТОРАХ

Удельный расход топлива на элеваторах, имеющих собственные электростанции, как известно, в значительной степени зависит от загрузки первичного двигателя. С уменьшением загрузки первичного двигателя увеличивается расход топлива на 1 эффективную л.с.-час, а значит и на 1 т перемещенного зерна. Это увеличение учитывается коэффициентом γ_1 , входящим в формулы для определения удельного расхода топлива¹.

Степень загрузки первичного двигателя характеризуется коэффициентом загрузки $m_{пд}$, представляющим собой отношение количества энергии $\mathcal{E}$, выработанной двигателем, к тому количеству энергии, которое может быть выработано за время T работы двигателя при полном использовании его эффективной мощности N :

$$m_{пд} = \frac{\mathcal{E}}{TN}. \quad (1)$$

Очевидно, что значение коэффициента загрузки зависит от правильности выбора первичного двигателя и от совершенства эксплуатации технологического и энергетического оборудования элеватора.

В простейшем случае, при обслуживании элеватора одним двигателем и отсутствии других потребителей энергии время T равно числу часов работы элеватора $T_{эл}$.

$$T = T_{эл}$$

Число часов работы элеватора

$$T_{эл} = \frac{E_{эл}}{\kappa \delta_n Q}, \quad (2)$$

где $E_{эл}$ — объем работы норий элеватора в тоннах;

¹ В. Фасман, Нормирование энергопотребления на элеваторах. «Мукомольно-элеваторная промышленность», № 8, 1953.

κ — коэффициент использования норий;
 Q — техническая (паспортная) производительность нории элеватора в $m/час$;
 δ_n — число одновременно работающих норий.

Величина δ_n представляет собой среднее за данный период число работающих одновременно норий и характеризует совместное выполнение нескольких операций на элеваторе. Значение этого коэффициента равно отношению числа часов работы норий T_n к числу часов работы элеватора $T_{эл}$:

$$\delta_n = \frac{T_n}{T_{эл}} = \frac{E_{эл}}{\kappa Q T_{эл}}. \quad (3)$$

Количество энергии, которое должно быть выработано первичным двигателем,

$$\mathcal{E} = \mathcal{E}_{эл} = \frac{\mathcal{E} E_{эл}}{\eta_2 \eta_{пер}}. \quad (4)$$

Величина удельного расхода электроэнергии на 1 т перемещенного зерна для элеваторов, имеющих собственные электростанции, может быть выражена следующим образом:

$$\bar{\mathcal{E}} = \frac{m}{\kappa \eta_c \eta_\partial} \frac{\Sigma P_{эл}}{Q}. \quad (5)$$

В этих формулах: $\eta_2, \eta_c, \eta_\partial, \eta_{пер}$ — коэффициенты полезного действия электрического генератора, сети, электродвигателей и передачи от первичного двигателя к генератору; m — коэффициент загрузки электродвигателей; $\Sigma P_{эл}$ — средняя суммарная установленная мощность электродвигателей, участвующих в одной операции на элеваторе.

Из уравнений (1), (2), (4) и (5) получим значение коэффициента загрузки первичного двигателя для простейшего случая:

$$m_{п\partial} = \frac{m}{\eta_c \eta_\partial \eta_2 \eta_{пер}} \frac{\delta_n \Sigma P_{эл}}{N}. \quad (6)$$

При установке на электростанции элеватора нескольких первичных двигателей

$$m_{п\partial} = \frac{\mathcal{E}}{T_1 N_1 + T_2 N_2 + \dots}.$$

В этом случае $T_{эл} \neq T_1 \neq T_2 \neq \dots$. Для упрощения

введем понятие о среднем условном числе часов работы двигателя

$$T_y = \frac{T_1 N_1 + T_2 N_2 + \dots}{N_1 + N_2 + \dots}.$$

Обозначим

$$\lambda = \frac{T_y}{T_{эл}} = \frac{T_1 N_1 + T_2 N_2 + \dots}{T_{эл} (N_1 + N_2 + \dots)}. \quad (7)$$

Этот коэффициент представляет собой отношение среднего условного числа часов работы первичных двигателей к времени работы элеватора.

Для рассматриваемого случая

$$m_{п\partial} = \frac{\mathcal{E}}{T_1 N_1 + T_2 N_2 + \dots} = \frac{\mathcal{E}}{\lambda T_{эл} (N_1 + N_2 + \dots)},$$

или с учетом уравнений (2), (4) и (5)

$$m_{п\partial} = \frac{m}{\eta_c \eta_\partial \eta_2 \eta_{пер}} \frac{\delta_n \Sigma P_{эл}}{\lambda (N_1 + N_2 + \dots)}. \quad (8)$$

В большинстве случаев одной собственной электростанцией обслуживаются кроме элеватора и другие потребители энергии — зерносушилки, передвижная механизация в складах, мастерские и осветительные установки.

Обозначим:

$\Sigma P_{эс}, Q_{эс}, E_{эс}, \mathcal{E}_{эс}, \bar{\mathcal{E}}_{эс}$ — суммарную установленную мощность электродвигателей, производительность в плановых единицах, объем работы, общий и удельный расход энергии в зерносушилке;

$\Sigma P_{пм}, Q_{пм}, E_{пм}, \mathcal{E}_{пм}, \bar{\mathcal{E}}_{пм}$ — суммарную установленную мощность электродвигателей и плановую производительность одной цепочки передвижных транспортеров, объем работы, общий и удельный расход энергии на передвижной механизации;

$\Sigma P_{м}, \delta'_m, T_m, \mathcal{E}_m$ — суммарную установленную мощность электродвигателей, коэффициент одновременности работы электродвигателей, общее число часов работы и расход энергии в мастерских;

$P_{осв}, \delta'_{осв}, T_{осв}, \mathcal{E}_{осв}$ — установленную мощность, коэф. фициент одновременности, общее число часов горения ламп и расход энергии осветительной установки.

Удельные расходы энергии для зерносушилки и передвижной механизации можно определить аналогично удельному расходу энергии для элеватора:

$$\bar{\mathcal{E}}_{зс} = \frac{m}{\eta_c \eta_d} \frac{\Sigma P_{зс}}{Q_{зс}};$$

$$\bar{\mathcal{E}}_{пм} = \frac{m}{\eta_c \eta_d} \frac{\Sigma P_{пм}}{Q_{пм}}.$$

Определим общие расходы энергии — для зерносушилки:

$$\mathcal{E}_{зс} = \frac{\bar{\mathcal{E}}_{зс} E_{зс}}{\eta_2 \eta_{пер}} = \frac{m \Sigma P_{зс} E_{зс}}{\eta_c \eta_d \eta_2 \eta_{пер} Q_{зс}}; \quad (9)$$

для передвижной механизации:

$$\mathcal{E}_{пм} = \frac{\bar{\mathcal{E}}_{пм} E_{пм}}{\eta_2 \eta_{пер}} = \frac{m \Sigma P_{пм} E_{пм}}{\eta_c \eta_d \eta_2 \eta_{пер} Q_{пм}}; \quad (10)$$

для мастерских:

$$\mathcal{E}_м = \frac{m \delta'_м \Sigma P_м T_м}{\eta_c \eta_d \eta_2 \eta_{пер}} \quad (11)$$

и для освещения:

$$\mathcal{E}_{осв} = \frac{\delta'_{осв} P_{осв} T_{осв}}{\eta_2 \eta_c \eta_{пер}}. \quad (12)$$

Для общего случая, с учетом формулы (7),

$$\Sigma \mathcal{E} = \mathcal{E}_{эл} + \mathcal{E}_{зс} + \mathcal{E}_{пм} + \mathcal{E}_м + \mathcal{E}_{осв};$$

$$m_{пд} = \frac{\Sigma \mathcal{E}}{T_1 N_1 + T_2 N_2 + \dots} = \frac{\mathcal{E}_{эл} + \mathcal{E}_{зс} + \mathcal{E}_{пм} + \mathcal{E}_м + \mathcal{E}_{осв}}{\lambda T_{эл} (N_1 + N_2 + \dots)}.$$

Введя понятие о суммарных коэффициентах перевода для зерносушилки, передвижной механизации, мастерских и освеще-

щения

$$\left. \begin{aligned} \delta_{зс} &= \frac{E_{зс} \kappa \delta_н Q}{E_{эл} Q_{зс}}, \\ \delta_{пм} &= \frac{E_{пм} \kappa \delta_н Q}{E_{эл} Q_{пм}}, \\ \delta_м &= \frac{\delta'_м T_м}{T_{эл}}, \\ \delta_{осв} &= \frac{\delta'_{осв} \eta_d T_{осв}}{m T_{эл}} \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

и учитывая уравнения (2), (4), (5), (9—12), получим окончательную формулу для определения коэффициента загрузки двигателя в общем виде:

$$m_{пд} = \frac{m}{\eta_c \eta_d \eta_2 \eta_{пер}} \frac{\delta_н \Sigma P_{эл} + \delta_{зс} \Sigma P_{зс} + \delta_{пм} \Sigma P_{пм} + \delta_м \Sigma P_м + \delta_{осв} P_{осв}}{\lambda (N_1 + N_2 + \dots)} \quad (14)$$

Наблюдения за работой нескольких заготовительных элеваторов и обработка отчетных данных показали, что фактические значения коэффициента загрузки первичных двигателей колеблются в широких пределах от 0,25 до 1,0. Меньшие значения наблюдались при неудовлетворительном использовании оборудования, недостаточном совмещении операций, отсутствии ежедневного планирования работы элеватора и электростанции. Наоборот, хорошее использование оборудования, всемерное совмещение операций и правильное планирование работы элеватора и электростанции на каждый день обеспечивают хорошую загрузку первичных двигателей.

Оптимальные значения коэффициента загрузки, полученные при различном числе первичных двигателей за значительные промежутки времени, и соответствующие значения λ для различных условий приведены в таблице.

Значения $m_{пд}$ и $\lambda = \frac{T_y}{T_{эл}}$.

Число двигате- лей	$m_{пд}$	Значение λ при обслуживании электростанцией			
		элеватора	элеватора и зерносушилки	элеватора, зерносушилки, и передвижной механизации	элеватора, зерносушилки, передвижной механизации, мастерских и освещения
1	0,65—0,75	1,0	1,1—1,25	1,2—1,4	1,3—1,5
2	0,75—0,85	0,80—0,85	0,8—0,95	0,85—0,95	0,90—1,0
3	0,80—0,90	0,70—0,80	0,75—0,90	0,80—0,95	0,85—0,95

Необходимо отметить, что при установке на электростанции нескольких первичных двигателей

$$T_y < T_{эл}; \quad \lambda = \frac{T_y}{T_{эл}} < 1.$$

При установке же одного первичного двигателя

$$T_y = T; \quad \lambda = \frac{T}{T_{эл}};$$

в случае обслуживания электростанцией только элеватора

$$T_y = T = T_{эл}; \quad \lambda = 1,$$

а при обслуживании одной электростанцией кроме элеватора и других потребителей электроэнергии, время работы двигателя будет больше времени работы элеватора, т. е.

$$T_y = T > T_{эл}; \quad \lambda > 1.$$

Эти соображения нашли отражение в таблице.

Приведенные значения λ дают возможность при нормировании расхода топлива определять величину коэффициента загрузки по формулам (8) или (14). В общем случае, при расчете по уравнению (14) необходимо предварительно определить суммарные коэффициенты перевода для зерносушилки, передвижной механизации, мастерских и освещения по формулам (13).

Фактические значения $m_{пд}$ могут определяться по данным учета работы электростанции:

$$m_{пд} = \frac{\Sigma \mathcal{E}}{T_1 N_1 + T_2 N_2 + \dots} \quad (15)$$

Число часов $T_1, T_2, \dots$ работы каждого двигателя определяют по сменным журналам учета работы электростанции.

Общий расход энергии может быть получен по показаниям счетчика $\mathcal{E}'$:

$$\Sigma \mathcal{E} = \frac{\mathcal{E}'}{\eta_2 \eta_{пер}},$$

или, при отсутствии счетчика, по вычисленным нормам расхода электроэнергии

$$\Sigma \mathcal{E} = \frac{\overline{\mathcal{E}}_{эл} + \overline{\mathcal{E}}_{эс} E_{эс} + \overline{\mathcal{E}}_{пм} E_{пм} + \mathcal{E}_м + \mathcal{E}_{осв}}{\eta_2 \eta_{пар}}.$$

Канд. техн. наук, ассистент З. Р. ГОРБИС

ОБ УСТРОЙСТВЕ ГОРЯЧЕГО ДУТЬЯ В ТОПКАХ ЗЕРНОСУШИЛОК

Работа топочного устройства оказывает большое влияние как на качество просушиваемого зерна (влажность, цвет, запах зерна и т. д.), так и на экономичность (себестоимость) процесса сушки.

В связи с этим топочное устройство должно: а) обеспечивать зерносушилку нужным количеством сушильного агента определенного качества (заданной и постоянной температуры, при отсутствии сажи, искр и т. д.); б) допускать экономичное сжигание возможно более широкой гаммы топлив и в) быть наиболее простым и эксплуатационно надежным.

Существующие топочные устройства зерносушилок в недостаточной степени удовлетворяют этим требованиям, в особенности — первым двум требованиям. Как известно, процесс горения в топках зерносушилок организован примитивно. В них затруднено сжигание местных видов топлива влажностью более 30—35%, так как при этом вызывается задымленность теплоносителя и сообщается зерну нежелательный запах. При сжигании топлива с большим выходом летучих появляются трудности в их дожигании [1, 2, 3, 4]. Наряду с этим местное топливо, а также угли с повышенным выходом летучих можно было бы рационально применять в топках зерносушилок при наличии горячего дутья. Тепловой эффект горячего дутья, получившего широкое применение в теплотехнике, заключается в улучшении и ускорении процессов воспламенения и горения, в заметном снижении потерь от механического недожога (уноса) и химической неполноты горения.

При этом горячее дутье дает возможность повысить тепловые напряжения в топке, что особенно заметно при сжигании низкокачественного топлива [2, 5].

Однако обычные способы устройства горячего дутья (с помощью воздухоподогревателей, регенераторов и т. д.) в данном случае неприемлемы в силу конструктивных и экономических соображений.

В данной работе рассматривается предложенный нами иной метод организации горячего дутья в топках зерносушилок, основанный на использовании определенной их особенности [6].

Общий коэффициент избытка воздуха в топках зерносушилок достигает величин, исчисляемых не единицами, как в обычных топках, а десятками ($\alpha_{об} = 20 \div 40$). Благодаря этим соотношениям, агент сушки по своему составу (см. табл. 1) приближается к воздуху.

Таблица 1

Теплоноситель	Состав агента сушки по объему сухих газов (в %)					Примечание
	CO	SO ₂	CO ₂	N ₂	O ₂	
1. Смесь при 100°C . .	0,0095	0,0035	0,62	79,05	20,30	Расчет сделан для угля марки АРШ.
2. 200°C . .	0,0228	0,0072	1,22	79,00	19,75	
3. Воздух	—	—	—	79,00	21,00	

Таким образом, топочное устройство зерносушилки создает агент сушки, обладающий следующими свойствами: близостью по составу к воздуху (доли продуктов сгорания ничтожны) при температуре, намного превышающей температуру наружного воздуха.

Именно эти свойства агента сушки и составляют ту особенность топок зерносушилок, которая позволяет организовать в них горячее дутье, аналогичное по эффекту горячему воздушному дутью. При этом устройство горячего дутья основывается на рециркуляции (возврате) части сушильного агента в топку. Как видно из рис. 1, 2, отбор теплоносителя может

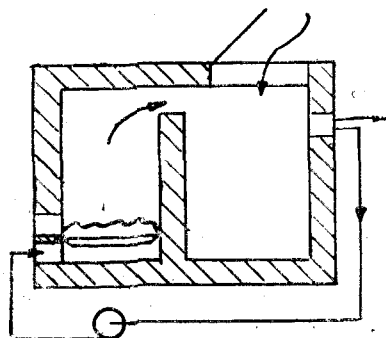


Рис. 1.

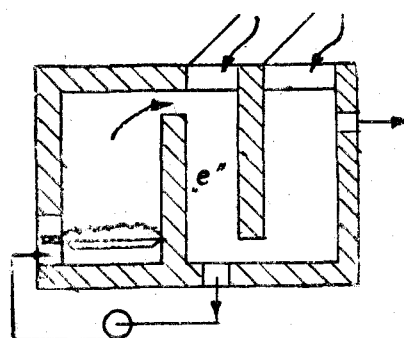


Рис. 2.

производиться из смесительной камеры и из специальной камеры «е».

Ниже рассматриваются зависимости, характеризующие рециркуляцию теплоносителя в топках зерносушилок.

Общий коэффициент избытка воздуха можно определить с достаточной точностью из следующего уравнения теплового баланса топочного устройства сушилки:

$$Q_H^p \eta_T + \alpha_{об} L_0 C_s t_s = (1 + \alpha_{об} L_0) C_c t_c \quad (1)$$

$$\alpha_{об} = \frac{Q_H^p \eta_T - C_c t_c}{L_0 (C_c t_c - C_s t_s)} \quad (2)$$

где: Q_H^p — низшая теплотворная способность топлива, $\frac{\text{ккал}}{\text{кг. т}}$;

η_T — к. п. д. топки;

$\alpha_{об}$ — общий коэффициент избытка воздуха;

L_0 — теоретически необходимое для горения количество воздуха, $\frac{\text{кг. в}}{\text{кг. т}}$;

C_s, t_s — теплоемкость и температура наружного воздуха, $\frac{\text{ккал}}{\text{кг. °C}}$, °C;

C_c, t_c — теплоемкость и температура сушильного агента, $\frac{\text{ккал}}{\text{кг. °C}}$, °C.

Согласно рис. 3, построенному по формуле (2), общий коэффициент избытка воздуха в основном зависит от температуры агента сушки и лишь в некоторой степени — от вида топлива, что соответствует принципу Менделеева-Вольтера $\frac{Q_H^p}{L_0} \approx \text{const}$. Это означает, что процентное содержание кислорода в смеси также в основном определяется температурой смеси.

В топочном устройстве сушилки часть воздуха вводится в топку, а часть воздуха (большая) вводится в смесительную камеру. В топках с рециркуляцией газов необходимо весь воздух подводить в смесительную камеру. В этом случае коэффициент избытка воздуха в смесительной камере должен быть равен общему коэффициенту избытка воздуха.

Согласно предлагаемым схемам рециркуляций (см. рис. 1, 2), в топку вводится часть смеси, служащая агентом горячего дутья и, одновременно, — окислителем топлива. Ее количество определяется тем избытком воздуха (кислорода), который необходим для процесса горения. При этом величина

отбора оценивается коэффициентом рециркуляции ρ . Под ρ понимаем отношение количества смеси, отбираемого на дутье (J_g), к общему количеству сушильного агента ($J_{об}$):

$$\rho = \frac{J_g}{J_{об}} = \frac{J_g}{1 + \alpha_{об} L_0 - \frac{A^p}{100}} \approx \frac{J_g}{1 + \alpha_{об} L_0} \quad (3)$$

Из условия равенства необходимого количества кислорода в топке и в дутьевой смеси получим:

$$0,232 (\alpha_{об} - 1) \rho L_0 = 0,232 \alpha_T L_0 \quad (4)$$

Отсюда:

$$\rho = \frac{\alpha_T}{\alpha_{об} - 1} \quad (5)$$

Здесь α_T — коэффициент избытка воздуха в топочной камере.

Коэффициент рециркуляции и количество отбираемой на дутье смеси могут изменяться при прочих равных условиях только при изменении общего коэффициента избытка воздуха,

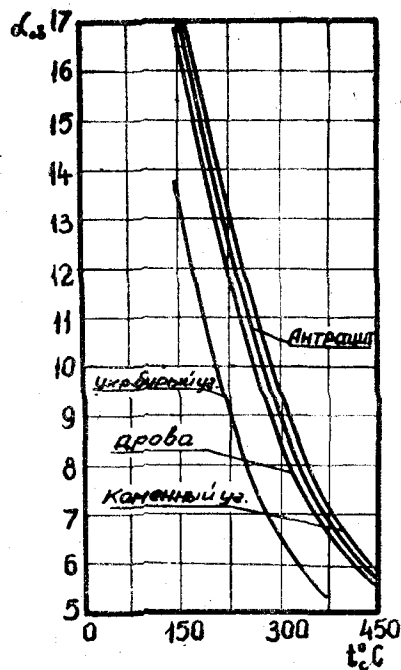


Рис. 3.

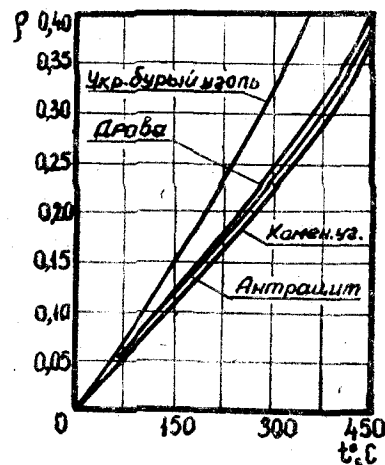


Рис. 4.

который в свою очередь (при прочих равных условиях) зависит от температуры смешения (см. рис. 3, 4).

Из формул (2), (3), (5) получим выражение для определения величины отбора:

$$J_g = \frac{\alpha_T L_0 (Q_H^p \eta_T - C_s t_s)}{Q_H^p \eta_T + L_0 C_s t_s - C_c t_c (L_0 - 1)} \quad (6)$$

Из рассмотрения формулы (6) видно, что повышение температуры дутья (отбираемой смеси) приводит к росту J_g , что вызывает увеличение доли рециркулируемых инертных газов. Действительно, количество дутьевой смеси может быть представлено как сумма количества воздуха, необходимого для горения ($\alpha_T L_0$) и количества инертных дымовых газов, определяемого коэффициентом $\rho = f(t_c)$:

$$J_g = \alpha_T L_0 + (1 + L_0) \rho \quad (7)$$

Наличие в дутьевой смеси инертных газов вызывает забалластирование такого дутья по сравнению с воздушным дутьем. Его можно оценить с помощью так называемой степени забалластирования φ :

$$\varphi = \frac{J_g}{\alpha_T L_0} = 1 + \frac{1 + L_0}{\alpha_T L_0} \rho \quad (8)$$

Всякое дутье, основанное на рециркуляции, дает $\varphi > 1$. Чем ближе состав дутья к составу воздуха, тем меньше φ .

Большой наглядностью обладает величина ψ , которую назовем процентом забалластирования:

$$\psi = (\varphi - 1) 100 = \frac{L_0 + 1}{\alpha_T L_0} \rho \cdot 100, \% \quad (9)$$

Из формулы (9) видно, что процент забалластирования представляет собой отношение количества рециркулируемых инертных дымовых газов к количеству воздуха, необходимого для горения.

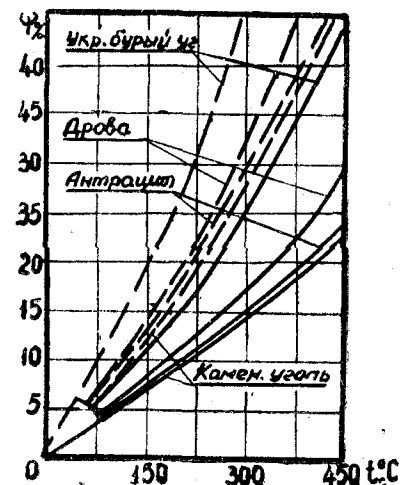


Рис 5.

От порядка величины ψ зависит тепловой эффект рециркуляции теплоносителя в топку. На рис. 5 пунктиром нанесены кривые предельных величин забалластирования. Эти кривые соответствуют таким предельным значениям процента забалластирования ($\psi_{пр.}$), при которых теоретическая температура горения не изменяется в связи с рециркуляцией газов. Следовательно, если $\psi < \psi_{пр.}$, то температурный уровень в топке увеличится и если $\psi > \psi_{пр.}$, то, наоборот, температура в топке снизится. Как видно из рис. 6, сплошные кривые ψ лежат ниже пунктирных кривых $\psi_{пр.}$. Следовательно, согласно определению процента предельного забалластирования, теоретическая температура горения в топке зерносушилки при рециркуляции смеси будет всегда выше, чем при ее отсутствии.

Это положение составляет принципиальное отличие данного типа рециркуляции от рециркуляции газов в котлах. Аналитическое доказательство этого положения громоздко и поэтому не приводится.

Эффект повышения температуры в топке при увеличении температуры смеси, отбираемой на дутье, свидетельствует о том, что в этом случае подвод физического тепла с рециркуляцией больше расхода тепла на нагрев инертных дымовых газов, вводимых вместе с дутьем в топку. Поэтому можно ожидать, что подобная рециркуляция приведет к тепловому эффекту, подобному эффекту горячего воздушного дутья.

Высокие температуры рециркулируемых газов в случае, если такие температуры не требуются для процесса сушки, могут быть достигнуты с помощью устройства дополнительной камеры смешения «е» (см. рис. 2). Иногда для этой цели может быть использована осадочно-дожигательная камера. При соответствующем количестве холодного воздуха, подводимого в подобную камеру, можно получить любую, заранее заданную температуру смеси для рециркуляции.

Расход газов, отбираемых из смесительной камеры на дутье, определяется следующим образом:

$$V_g = B \frac{J_g}{1,29} \frac{t_c + 273}{273} \text{ м}^3/\text{час},$$

где B — расход топлива, $\text{кг}/\text{час}$;

J_g — количество отбираемой смеси, определяемое по формуле (6) или (7), $\frac{\text{кг. г.}}{\text{кг. т.}}$;

t_c — температура отбираемых газов, $^{\circ}\text{C}$.

Горячее дутье в топках зерносушилок было экспериментально осуществлено на зерносушилках Одесской областной

конторы В/О «Югозаготзерно». При этом использовалась схема рис. 1 применительно к топкам со ступенчатыми решетками, предложенными Н. А. Павловым для сжигания кукурузных стержней. Устройства для рециркуляции, состоящие из трубопровода и вентилятора с приводом, в основном создавались на месте их установки. Эти устройства не усложняли топки и не загромождали помещение кочегарки.

Длительные сравнительные опыты на сушилке «Союзпродмаш 1» (элеватор «Веселый кут») проводились при высоких тепловых напряжениях топки. Последнее приводило при прямоточной работе топки (без рециркуляции) к чрезвычайно большому химическому недожогу топлива. Осуществление горячего дутья снизило приблизительно втрое процент окиси углерода в топочных газах, что повысило к.п.д. топки соответственно на 12%. Подобный результат был подтвержден также испытаниями сушилки «Союзпродмаш» на Котовском Заготпункте. Помимо повышения среднетопочной температуры наблюдалась большая ее устойчивость, что заметно снижало колебания температуры сушильного агента (например, в опытах 4-II 1954 г. — на 54%). Следует отметить обнаруженную в этих опытах легкоплавкость золы кукурузных качанов (при 1000—1200 $^{\circ}\text{C}$), создающую при обычной работе плотный шлак, а при рециркуляции — пористый и хрупкий шлак.

Определенный интерес представляют сравнения характеристик рециркуляции, полученных расчетным и опытным путем. Такое сопоставление приведено в таблице 2 при температуре дутья 240 $^{\circ}\text{C}$, температуре воздуха 20 $^{\circ}\text{C}$ и теплотворной способности топлива 2900 $\frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$.

Таблица 2

№ п/п	Характеристики рециркуляции	Обозначения	Метод определения	
			расчетом	по опыт. данным
1	Коэффициент рециркуляции . . .	ρ	0,235	0,256
2	Степень забалластирования дутья	φ	1,160	1,157
3	Процент . . .	$\psi\%$	16	15,7
4	Процент повышения топочной температуры	$\Delta t\%$	7,2	8,1

¹ В опытах принимали участие старший лаборант кафедры теплотехники ОТИ им. И. В. Сталина Бронченко А. К. и работники областной конторы В/О «Югозаготзерно».

Некоторое расхождение величин, обнаруживаемое таблицей 2, объясняется тем, что расчет характеристик рециркуляции проводился при неизменном к.п.д. топки. При расчетном определении Δt^0 сопоставлялись теоретические температуры горения. Характерно, что предельное забалластирование дутья должно было бы составить 28,5%, что почти в 2 раза превышает истинное забалластирование дутья (15,7%).

В таблице 3 приводятся некоторые результаты сравнительных испытаний топок зерносушилки «ВИСХОМ», проведенных в 1950 г. на Любашевском пункте комиссией Министерства заготовок СССР под председательством лауреата Сталинской премии М. А. Скороварова.

Согласно данным этой таблицы, осуществление горячего дутья привело к заметному повышению экономичности сушилки по расходу условного топлива на тонно-процент и по расходу тепла на кг испаренной влаги (топливо — кукурузные стержни).

Последнее объясняется улучшением процесса горения влажного топлива ($W^P=36\%$) и некоторым повышением производительности вентилятора сушилки (6800 м³/час против 6020 м³/час). Такое повышение производительности вентилятора (при неизменном числе оборотов) было вызвано наличием рециркуляции. Действие дутьевого вентилятора снижало сопротивление на всасывающей стороне, так как при этом покрывалось сопротивление решетки, слоя топлива и частично — топки. В результате несколько увеличился расход агента сушки.

Средний состав возвращаемого для дутья теплоносителя был следующим: трехатомные газы — 0,6%, азот — 79,2%, кислород — 20,2%. Температура дутья не превышала 145°C. Следует отметить необоснованно завышенные габариты имеющейся топки, что снижало ее тепловое напряжение.

В результате испытаний комиссия отметила, что из трех вариантов опробованных топок, топка со ступенчатыми колосниками и с устройством для горячего дутья оказалась наиболее экономичной.

Проведенная опытная проверка эффективности применения рециркуляции на трех типах производственных сушилок подтвердила ранее изложенные теоретические положения о том, что топки зерносушилок позволяют получить горячее дутье при сравнительно небольших величинах коэффициента отбора, при допустимом (меньше предельного) забалластировании дутья и при положительном температурном эффекте в топочной камере. Опыты показали, что помимо улучшения процесса горения низкосортного топлива рециркуляция приводит к более устой-

Таблица 3

№ п/п	Наименование величин	Обозначения	Размерность	Ступенчатая решетка	
				при работе без рециркуляции	при работе с рециркуляцией
1	I. Топливо (кукурузные стержни)				
	а) углерод	C^P	%	29,70	30,00
	б) водород	H^P	"	3,75	3,78
	в) сера	S^P	"	0,16	0,16
	г) кислород	O^P	"	27,30	27,50
	д) азот	N^P	"	0,39	0,39
	е) влага	W^P	"	36,60	36,60
	ж) зола	A^P	"	2,09	2,11
2	1. Теплотворная способность ¹	Q_H^P	кал. кг. т.	2460	2460
3	2. Периодичность подачи топлива	—	мин.	7—8	6—7
4	3. Вес одной подачи (средний)	—	кг	6,4	4,87
5	4. Расход топлива	B	кг/час	51,1	45
6	5. Расход условного топлива	$B_{ус}$	"	17,9	15,7
	II. Топка				
7	1. Средняя температура агента сушки	t	°C	163	155
8	2. Средние колебания температуры агента сушки . .	$\pm \Delta t$	°C	15	13
9	3. Состав топочных газов:				
	а) трехатомные газы	RO_2	%	5,90	7,8
	б) кислород	O_2	"	12,90	11,8
	в) окись углерода	CO	"	3,15	1,8
	г) азот	N_2	"	78,05	78,35
10	4. Коэффициент избытка воздуха в топке	α_T	—	2,19	2,18
11	5. Объем топки	V_T	м ³	1,38	1,38
12	6. Площадь решетки	R_T	м ²	1,4	1,4
	III. Агент сушки				
13	1. Температура агента сушки на входе в горячую камеру	t'	°C	154	150
14	2. Температура уходящего агента сушки	t''	"	45	48

¹ Теплотворная способность топлива определялась по формуле Д. И. Менделеева.

№ п/п	Наименование величин	Обозначения	Размерность	Ступенчатая решетка	
				при работе без рециркуляции	при работе с рециркуляцией
15	3. Температура воздуха . . .	t°	$^{\circ}\text{C}$	23	26,8
16	4. Расход смеси на сушку . .	—	$\text{м}^3/\text{час}$	6020	6800
IV. Зерно					
17	1. Влажность зерна до сушки	W_1	$\%$	17,6	17,2
18	2. Влажность зерна после сушки	W_2	$\%$	13,5	13,5
19	3. Просушено зерна в физических тоннах	—	$\text{т}/\text{час}$	1,73	2,1
20	4. То же в плановых единицах	—	"	2,0	2,56
21	5. Количество тонно-процентов снятой влажности . .	—	$\text{т}-\%$	7,1	7,75
V. Экономичность					
22	1. Расход условного топлива на тонно-процент	—	$\frac{\text{кг}}{\text{т}-\%}$	2,52	2,03
23	2. То же в процентах	—	$\%$	100	80,6
24	3. Производительность сушилки в кг. испаренной влаги	—	$\frac{\text{кг. вл.}}{\text{час}}$	80	90
25	4. Расход тепла на кг испаренной влаги	—	$\frac{\text{ккал}}{\text{кг вл.}}$	1570	1220
	Продолжительность опыта . .	—	час	4	4
	Дата проведения опыта . . .	—	—	22/IV—50 г.	20/IV—50 г.

чивым значениям температуры сушильного агента и к улучшению условий работы вентилятора сушилки.

Однако предлагаемое мероприятие нельзя рассматривать как окончательный и единственный способ, позволяющий создать топку зерносушилки, отвечающую всем необходимым требованиям. Известно, что отрицательным фактором в работе ручных топок является периодичность процесса горения. Применительно к топкам зерносушилок это означает, что создаются неблагоприятные условия для получения качественного агента сушки при сжигании низкоценного топлива, а также возникают колебания температуры агента сушки.

Принципиальное устранение этих недостатков возможно путем простейшей механизации топочных устройств зерносушилок, например, путем фронтального или верхнего механического заброса топлива.

На кафедре теплотехники ОТИ им. И. В. Сталина разработан проект опытной топки для проверки возможности зна-

чительного увеличения универсальности топки зерносушилок при высоком ее к.п.д. и при устойчивой температуре сушильного агента. Для этой цели запроектирован верхний механический питатель барабанного типа и рециркуляция, каналы которой выполнены в теле стен топки.

ВЫВОДЫ

1. Топки зерносушилок создают смесь, близкую по составу к воздуху, но значительно превышающую последний по температуре. Эту особенность рационально использовать для устройства горячего дутья путем рециркуляции части газов из смесителя в топку.

2. Согласно теоретическим и опытным данным, предлагаемое мероприятие в основном аналогично воздушному горячему дутью. При этом повышается экономичность установки, сглаживаются колебания температуры сушильного агента и облегчаются условия работы вентилятора сушилки.

3. Применение горячего дутья следует рекомендовать как меру, обеспечивающую нормальное ведение процесса сушки зерна при сжигании низкоценного (высоковлажного) топлива и углей с большим выходом летучих. При этом количество отбираемых на дутье газов следует выбирать по зимним условиям и по максимальной температуре в смесителе (до 200—250°C).

4. Развитие зерносушильного хозяйства страны требует дальнейшего улучшения топок, в частности, — их механизации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гержой А. П., Самочетов В. Ф., Зерносушение, Заготиздат, 1952.
2. Сборник статей под ред. проф. Рабиновича Д. И., «Использование украинских бурых углей», издание ОИИ, 1936.
3. Самочетов В. Ф., Новые конструкции топок для зерносушилок. «Мукомолье и элеваторно-складское хозяйство», № 12, 1938.
4. Самочетов В. Ф., Как устранить причины появления запаха дыма при сушке зерна. «Мукомолье и элеваторно-складское хозяйство», № 7, 1938.
5. Проф. Татищев С. В., Тепловая работа, конструкция и расчет ручных топок, работающих на местном топливе, 1945.
6. Горбис З. Р., Исследование топочных устройств зерносушилок с рециркуляцией части рабочего сушильного агента. Отчет по теме, 1950.

Доц. Ф. Г. КРИВОПАЛОВ,
ассист. Л. Е. СИНЕЛЬНИКОВА

О НЕКОТОРЫХ КОЛЛОИДНЫХ СВОЙСТВАХ СМЕШАННЫХ СТУДНЕЙ КЛЕЙКОВИНЫ

Как известно, количество и качество клейковины пшеницы в значительной мере определяют качество хлеба.

Особенно важную роль при этом имеют коллоидные свойства клейковины.

Коллоидные свойства клейковины весьма изменчивы как в зависимости от биологических особенностей пшеницы, так и от физических и химических факторов.

Чувствительность клейковины к физическим и химическим воздействиям предполагает возможность придавать клейковине полезные технологические свойства путем различных воздействий на зерно или на муку, что и применяется в мукомольной технологии и хлебопечении.

Особый интерес представляет вопрос о влиянии добавок муки из зерна других злаков на данный клейковинный комплекс, в частности, на физико-химические и коллоидные его свойства.

В этом случае можно говорить о смешанном студне клейковины, так как исходная клейковина, вследствие своей высокой адсорбционной способности, будет связывать белки и другие поверхностно-активные компоненты добавки.

С другой стороны можно ожидать, что добавки могут мешать образованию клейковины и приведут к уменьшению ее выхода.

В настоящей работе изучалось влияние добавок ячменной, овсяной, соевой и пшеничной муки на коллоидные свойства клейковины из пшеницы сорта Од-12.

Примеси брались в количестве 5%, 10% и 30%. Мука получалась путем размола на лабораторной мельнице с последующим просеиванием на сите № 27.

Во всех случаях к мучной смеси добавлялась водопроводная вода при температуре 20°C в количестве 12,5 мл на 25 г мучной смеси, и образовавшееся тесто оставлялось на 20 мин.

Отмывка клейковины велась согласно ОСТ ВКС 62 92.

Из коллоидных свойств клейковинного комплекса изучались набухаемость, пластичность и расплываемость, которые имеют, согласно Княгиничеву, наибольшее значение для оценки качества зерна пшеницы [1].

Набухание измерялось в водопроводной воде при температуре 20°C. Клейковина бралась в виде пластинок, высушенных при комнатной температуре до постоянного веса, толщиной, в среднем, около одного мм.

Набухаемость измерялась весовым методом в трех параллельностях. Пластичность измерялась при помощи пластометра АВ-1 в пяти параллельностях, приведенных к показанию при температуре 20°C согласно Ауэрману.

Расплываемость исследовалась по методике, описанной Ауэрманом в двух параллельных опытах.

Через три часа после начала опыта определялся средний диаметр контура расплывшегося шарика клейковины.

За средний диаметр, выраженный в мм, принималась полусумма двух взаимно-перпендикулярных размеров.

Выход сырой клейковины определялся по ОСТу. Расчет выхода в % велся при допущении, что добавка является индифферентной примесью к основной массе муки из пшеницы Од-12.

Как видно из табличных данных, влияние различных добавок муки из других злаков на свойство клейковины не однозначно.

Наиболее резко изменяют свойства клейковины добавки соевой и овсяной муки, причем это резкое изменение свойств ярче всего сказывается на пластичности, которая меняется в широком интервале.

Как известно, время выпрессовывания клейковины характеризует ее качество, а именно — чем сильнее клейковина, тем больше время выпрессовывания.

Таким образом, примеси сои и овсяной муки усиливают клейковину. Это подтверждается также резким падением расплываемости клейковины при возрастающих добавках соевой и овсяной муки.

Небольшие добавки (5%) этих видов муки незначительно повышают набухаемость исходной клейковины, большие же добавки (30%) значительно снижают набухаемость.

Таким образом, можно считать, что небольшие примеси соевой и овсяной муки улучшают качество клейковины, так как усиливают ее и в то же время слегка повышают набухаемость.

Значительно менее влияет на свойство клейковины добав-

Изменения свойств клейковины в зависимости от величины добавок (минимальных и максимальных)

№	Состав мучной смеси	Выход сырой клейковины 20°C %	Расплываемость %	Показания пластометра 20°C сек.	Набухаемость в водопроводной воде 20°C %
1	Од-12	49,2	196	22	68,1
	+5% Меланопуса	51	189	56	67,9
	+30%	50	206	51	65,0
2	+5% ячменя	48,9	207	75	69,0
	+30%	50,8	172	71	66,1
3	+5% овса	46,3	194	127	68,7
	+30%	50,6	144	566	53,1
4	+5% сои	47,8	187	47	72,4
	+30%	45,7	130	247	63,6

ка ячменной муки. Пластичность клейковины при этом мало меняется.

Расплываемость же клейковины при возрастающих добавках сначала несколько увеличивается, а затем падает.

Набухаемость также сначала слегка увеличивается, а затем, с увеличением процента ячменной муки, падает.

Добавка муки из твердой пшеницы Меланопус О-69, в количестве 5% дающей более крепкую клейковину, чем клейковина пшеницы Од-12, ведет к улучшению клейковины из сорта Од-12, а именно: клейковина усиливается, падает расплываемость, набухаемость практически остается постоянной.

Увеличение процента добавки твердой пшеницы до 30% несколько ухудшает качество исходной клейковины, усиливая ее расплываемость и уменьшая набухаемость.

В данном случае правило аддитивности свойств смешанных студней клейковины оказывается, таким образом, мало применимым.

Что касается величины выхода клейковины, то при добавках ячменя, твердой пшеницы и овса, как правило, наблюдается повышение выхода клейковины при возрастающих количествах добавок.

Добавка сои понижает выход клейковины. При обсуждении причин, наблюдаемых в результате добавок изменений, можно считать, что здесь сказывается влияние всех тех компонентов добавки, которые так или иначе взаимодействуют с основным клейковинным комплексом.

Весьма вероятно, что различные компоненты добавки могут действовать на клейковину в противоположных направле-

ниях, например, одни усиливают клейковину, другие ослабляют ее. Таким образом, мы фактически наблюдаем суммарный эффект их действия. Большой интерес в связи с этим представляет вопрос о природе тех компонентов добавок, которые усиливают клейковину, улучшая ее качество.

Тот факт, что овсяная и соевая мука резко укрепляют клейковину, в то время как ячменная и пшеничная мука из твердой пшеницы оказывают значительно более слабое действие, возможно связан с значительным содержанием в овсе и сое жира, содержащего ненасыщенные жирные кислоты, которые, как известно, резко укрепляют клейковину.

В связи с этим можно ожидать, что действие добавки на клейковину в известной мере должно определяться количеством и качеством жира этой добавки.

С другой стороны, качественные особенности жира и его количество в данной пшеничной муке в некоторой степени могут определять собой ее свойства.

ВЫВОДЫ

1. Изучение влияния добавок муки ячменной, овсяной, соевой и из твердой пшеницы Меланопус О-69 на набухаемость, пластичность и расплываемость клейковины из яровой пшеницы Од-12 показало, что наиболее резко изменяют свойства изучаемой клейковины примеси овсяной и соевой муки.

2. Небольшие добавки соевой и овсяной муки улучшают свойства изучаемой клейковины.

3. Изменение при этом коллоидных свойств клейковины может быть объяснено содержащимися в добавках ненасыщенными жирными кислотами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Княгиничев М. И., Биохимия пшеницы, 1951.
2. Козьмина Н. П. и Кретович В. Л., Биохимия зерна и продуктов его переработки, 1950.
3. Ауэрман А. Я., Технология хлебопечения, 1948.

Канд. хим. наук, доцент И. Ш. ШКЛОВСКИЙ

К ВОПРОСУ О МЕХАНИЗМЕ ОБРАЗОВАНИЯ КЛЕЙКОВИНЫ

Сообщение 2-ое. Изучение образования клейковины при различной глубине денатурации белков зерна

При изучении влияния этилового спирта на процесс формирования, свойства и количественный выход клейковины [1] нами получен фактический материал, на основании которого было высказано предположение, что образование клейковинного студня при замесе теста следует рассматривать как процесс слипания мельчайших агрегатов клейковины, образовавшихся еще в зерне.

Для выяснения механизма образования клейковины важнейшее значение имеет изучение влияния на формирование клейковинного студня и других факторов, в частности, перегрева зерна.

По существующей в биохимии зерна точке зрения [2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9] перегрев пшеничного зерна, вызывающий денатурацию белков, разрушает клейковину. Так, например, Н. П. Козьмина указывает, что при достаточно сильном нагревании муки происходит коагуляция белков и получение клейковины из нее оказывается невозможным [3].

По данным И. И. Ленарского [8, 9] клейковину отмыть не удается, если степень денатурации белков достигает 15%.

Однако, если справедливо предположение о существовании мельчайших частиц клейковины, образовавшихся еще в зерне в процессе его созревания [10, 11], то нет основания считать невозможным выделение клейковины из перегретого зерна. Напротив, это представляется весьма вероятным.

Мы поставили перед собой задачу проверить возможность отмывания клейковины из муки перегретого зерна пшеницы, применяя при отмывании тонкие сита.

Экспериментальная часть

Объектом исследования служило зерно пшеницы сортов Лютеценс 1163 (влажность 12,27%) и Од-12 (влажность

13,45%), предварительно подвергнутое нагреванию с целью вызвать денатурацию белков в пределах от 10 до 25%.

Тепловую обработку зерна и подготовку из него муки проводили следующим образом: зерно нагревали в герметически закрытых¹ металлических трубках в водяной бане в течение определенного времени (от 1,5 ч. до 4,5 ч.) при температуре = 80°C. На следующий день зерно извлекали из трубок и измельчением на лабораторной мельнице получали из него муку 65% выхода (проход сита № IX).

• Определение степени денатурации глиаина проводили методом экстракции 70% спиртом из навески муки в 1,5 г и последующим определением азота по Кьельдалю полумикрометодом.

Нами были изготовлены образцы муки со степенью денатурации глиаина: 10,3%; 14,8%; 19,2%; 25,88%.

Предварительными опытами мы установили, что при отмывании клейковины в условиях, предусмотренных стандартом, во всех исследуемых образцах удается обнаружить лишь следы клейковины. В то же время мы убедились, что при применении тонких сит (а в отдельных случаях подогретой до 40°C воды) удается выделить клейковину в виде связного комка даже в том случае, если степень денатурации белков превышает 15%.

Методику исследований применяли, в основном, ту же, что и в опытах по отмыванию клейковины, из образцов муки, предварительно обработанной спиртом [1].

Навеску муки в 25 г замешивали в большой фарфоровой чашке с 13 мл воды в комок теста и после 30-минутной отлежки приступали к отмыванию клейковины. Тесто заливали водой и энергично разминали его пальцами — комок теста при этом распался на отдельные мелкие хлопья. Получающаяся кашеобразная масса при растирании пальцами мажется как глина. После одной минуты отстаивания жидкость процеживали через систему из двух сит — № IX (38) и № XII (49). Оставшуюся в чашке массу вновь заливали водой, растирали пальцами комочки клейковины и снова процеживали жидкость через сита.

Эту операцию (удаление основной массы крахмала декантацией) проводили 5—7 раз, каждый раз собирали с сита № IX кусочки клейковины и присоединяли их к основной массе. Часть мельчайших агрегатов клейковины проходила через сито № IX, в связи с чем после третьей декантации и в кон-

¹ При нагревании зерна в открытых сосудах влажность зерна все время изменяется, в связи с чем денатурация белков протекает неравномерно и не в такой степени, как при постоянной влажности.

це все, что не проходило через сито № XII, тщательно собирали и также присоединяли к основной массе клейковины.

Затем клейковинную массу переносили на систему сит № IX и № XII, где проводили дальнейшее отмывание. Вначале полужидкая кашеобразная масса при сжатии выплзала между пальцами. После удаления отрубей и значительной части крахмала, на что требуется около одного часа (считая от начала отмывания), клейковинную массу собирали в цельный связный комок. В дальнейшем отмывание проводили энергичным растиранием комка клейковины между ладонями с периодическим отжатием. При этом клейковина сильно крошилась и приходилось собирать все мелкие комочки ее с обоих сит.

Процесс отмывания в среднем длился около 1,5 часов. В конце отмывания получали связный комок клейковины.

Если справедливо наше предположение о том, что образование клейковинного студня осуществляется за счет слипания существующих уже в муке агрегатов клейковины, то, в соответствии с закономерностями слипания [11], повышение температуры в известных интервалах должно оказывать благоприятное влияние на образование клейковинного студня. Руководствуясь этими соображениями, опыты проводили при различных температурных условиях: 1) 5—7°C; 2) 20°C; 3) 40°C. Образцы муки замешивали в тесто водой соответствующей температуры, выдерживали при этой же температуре в термостате (или холодильнике) 30 минут и в дальнейшем при отмывании также пользовались водой заданной температуры.

Результаты исследований представлены в таблицах 1 и 2.

Приведенные в таблицах данные подтвердили наше предположение о принципиальной возможности отмывания клейковины из перегретого зерна. Клейковина и здесь (как и в случае отмывания из муки, предварительно обработанной спиртом [1]) вначале выделяется в виде очень мелких комочков, образующих плохо слипающуюся кашеобразную массу. При длительном отмывании и при периодическом сжатии из этой массы образуется связный комок клейковины, ноздреватый, крошащийся при растирании ладонями.

Как и следовало ожидать, придерживаясь гипотезы слипания мелких агрегатов клейковины в связный комок, отмывание подогретой до 40°C водой ускоряет образование клейковинного студня, резко повышает выход клейковины и улучшает ее свойства, приближая к свойствам нормальной. Так, при отмывании 5—7° водой (см. табл. 1, оп. 2), выход сырой клейковины — 9,8%; она получается в виде сильно крошащейся массы, мало эластичной, короткорвущейся и слабо растяжимой; длительность истечения в пластометре 6 минут 15

Таблица 1
Выход клейковины из перегретого зерна Лютеценс 1163
Влажность 12,27%. Средние данные из 7—8 определений

№№ опытов	Условия обработки	% денату- рации глютина	Темпера- тура опыта	Выход клейковины				Оотноше- ние сырой к сухой	Показания пластометра
				Сырой		Сухой			
				грамм	%	грамм	%		
1	Нормальное зерно			8,84	35,4	3,42	13,7	2,51	6 мин. 51 сек.
2	Нагревание в течение 4,5 часов при 80°С	19,2	5-7°С	2,45	9,8	1,03	4,1	2,38	6 мин. 15 сек.
3	Нагревание в течение 4,5 часов при 80°С	"	20°С	3,79	15,2	1,62	6,5	2,34	2 мин. 40 сек.
4	Нагревание в течение 4,5 часов при 80°С	"	40°С	6,29	25,2	2,69	10,8	2,34	54 сек.

секунд. При отмывании же подогретой до 40° водой (см. табл. 1, оп. 4), выход сырой клейковины — 25,2%; она получается в виде более компактного комка, даже при сильном растирании ладонями не крошится, эластичная (особенно если хорошо отжать ее от воды); длительность истечения в пластометре — 54 секунды.

Как следует из приведенных в табл. 1 и 2 данных, из муки перегретого зерна можно отмыть клейковину даже в том случае, если степень денатурации глютина достигает 20 процентов. По мере увеличения степени денатурации глютина уменьшается выход клейковины и ухудшается ее качество. При степени денатурации около 25% отмыть клейковину в виде связного комка, даже пользуясь мелким ситом, не удастся. Применение подогретой воды несколько увеличивает и в данном случае выход клейковины, однако связный комок клейковины получить весьма трудно.

Полученные нами экспериментальные данные и картина, наблюдаемая при отмывании клейковины, подтверждают гипотезу о том, что глютин и глютеин находятся в зерне в связанном виде, в виде мельчайших агрегатов клейковины [1]. Действительно, если допустить, что в зерне имеются отдельные, не связанные друг с другом в агрегаты клейковины, глютин и глютеин, то при денатурации белков, вызываемой на-

греванием, невозможно было бы формирование клейковины не только в виде связного комка, но даже в виде мельчайших ее агрегатов. Мы же во всех наших опытах уже в первые минуты отмывания обнаруживали мелкие частицы клейковины.

Таблица 2
Выход клейковины из перегретого зерна Од-12. Влажность 13,45%
Средние данные из 6—7 определений

№№ опытов	Условия обработки	% денату- рации глютина	Темпера- тура опыта	Выход клейковины					Показания пластометра
				Сырой		Сухой		Отношение сырой к сухой	
				грамм	%	грамм	%		
1	Нормальное зерно			7,52	30,0	2,45	9,8	3,07	5 мин. 8 сек.
2	Нагревание в течение 1,5 часов при 80°C	10,3	20°C	5,93	23,7	2,37	9,5	2,50	Больше 20 м.
3	Нагревание в течение 1,5 часов при 80°C	10,3	40°C	6,12	24,5	2,49	10,0	2,46	Больше 20 м.
4	Нагревание в течение 2-х часов при 80°C	14,8	20°C	4,84	19,4	2,00	8,0	2,42	19 мин. 45 сек.
5	Нагревание в течение 2-х часов при 80°C	14,8	40°C	5,97	23,9	2,51	10,0	2,38	16 мин. 30 сек.
6	Нагревание в течение 4,5 часов при 80°C	25,88	20°C	0,5	2,0	—	—	—	—
7	Нагревание в течение 4,5 часов при 80°C	25,88	40°C	3,0	12,0	1,42	5,7	2,11	—

ВЫВОДЫ

1. Перегрев пшеничного зерна, вызывающий денатурацию глютина в пределах до 20%, не препятствует возможности формирования клейковинного студня при примененной методике отмывания.

2. Денатурация глиаина в пределах до 20% ведет к уменьшению выхода клейковины, однако при проведении отмывания при 40°C выход клейковины повышается и ее свойства приближаются к свойствам клейковины из нормального зерна. Повидимому, денатурация глиаина в пределах до 20% сопровождается ослаблением клеящей способности белков, образующих клейковину, благодаря чему уменьшается скорость слипания мелких агрегатов клейковины, имеющих в зерне. При повышении температуры до 40°C скорость слипания, повидимому, возрастает и мелкие агрегаты клейковины, слипаясь, образуют связный комок.

3. При степени денатурации глиаина около 25% происходят более глубокие изменения в зерне, в результате чего клейковина в виде связного комка вообще не отмывается.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шкловский И. Ш., Труды Одесского технологического института имени И. В. Сталина, т. V, 1955.
2. Козмина Н. П. и Кретович В. Л., Биохимия зерна и продуктов его переработки. Заготиздат, 1950.
3. Козмина Н. П., Известия Томского института технологии зерна и муки им. И. С. Лобачева, т. 2, вып. 3, 1936.
4. Резниченко М. С. и Алякринская Е. А., Известия Томского института технологии зерна и муки имени И. С. Лобачева, т. 2, вып. 7, 1936.
5. Козмина Н. П. и Ильина В. Н., Сообщения и рефераты ВНИИЗ, вып. 3, 1952.
6. Козмина Н. П. и Ильина В. Н., Труды ВНИИЗ, вып. 24, 1952.
7. Ильина В. Н., Труды ВНИИЗ, вып. 25, 1953.
8. Ленарский И. И., Биохимия зерна. Сборник 1. Изд. АН СССР, 1951.
9. Ленарский И. И., Труды Одесского технологического института имени И. В. Сталина, т. V, 1955.
10. Вакар А. Б., Труды ВНИИЗ, вып. 24, 1952.
11. Воюцкий С. С. и Марголина Ю. Л., Успехи химии, т. 8, вып. 4, 1949.

Канд. техн. наук А. М. КАЛЮЖНАЯ

О СООТНОШЕНИИ МЕЖДУ ВЯЗКОСТЬЮ КЛЕЙКОВИНЫ И ФИЗИЧЕСКИМИ СВОЙСТВАМИ ТЕСТА

Для объективной оценки пшениц необходимо, наряду с физико-химическими и мукомольными свойствами, учитывать их хлебопекарные достоинства, т. е. поведение муки в процессе хлебопечения.

Установление хлебопекарных свойств очень важно при составлении помольных партий зерна на мельницах (подсортировке) и при контроле работы сушилок и кондиционеров, а также и в работе селекционных станций.

Задача данного исследования состояла в сопоставлении хлебопекарной оценки пшениц по физическим свойствам теста со свойствами их клейковины с целью использования этих свойств для характеристики хлебопекарных достоинств пшениц.

Исследование производилось на 50 образцах мягких пшениц следующих сортов: Одесская-3, Одесская-12, Одесская-16, Пименка, Артемовка, Одесская-13, гибрид 483 из Одесской, Днепропетровской, Херсонской, Николаевской областей урожая 1952—1953 гг.

Из пшеницы готовилась на лабораторной мельнице мука 70—72% выхода, которая и подвергалась исследованию.

Мука оценивалась по выходу и качеству клейковины и по физическим свойствам теста. Кроме того, производилось определение клейковины из муки цельноразмолотого зерна по терминологии мукомольного производства, обозначаемого «обойной».

Для оценки физических свойств клейковины применялся пластометр ПЛ-2 Ауэрмана и Воскресенского, основанный на принципе грузового вискозиметра истечения. Средняя продолжительность выпрессовывания комочка исследуемой клейковины устанавливалась по 3-м параллельным определениям.

Чем крепче клейковина, тем больше времени требуется для ее выпрессовывания. Время выпрессовывания выражалось в секундах.

Физические свойства теста определялись по альвеографу. Альвеограммы характеризовались следующими показателями:

P — средняя максимальная ордината альвеограммы в мм, которая выражает упругость теста;
 L — средняя максимальная абсцисса в мм, характеризующая растяжимость теста;
 W — удельная работа на деформацию испытуемого теста и выражается в эргах;
 K — отношение упругости к растяжимости.

Результаты исследования представлены на рис. 1, где на оси абсцисс откладывается время истечения клейковины по пластометру, а на оси ординат W по альвеографу в эргах.

Одновременно изучалась зависимость свойств клейковины

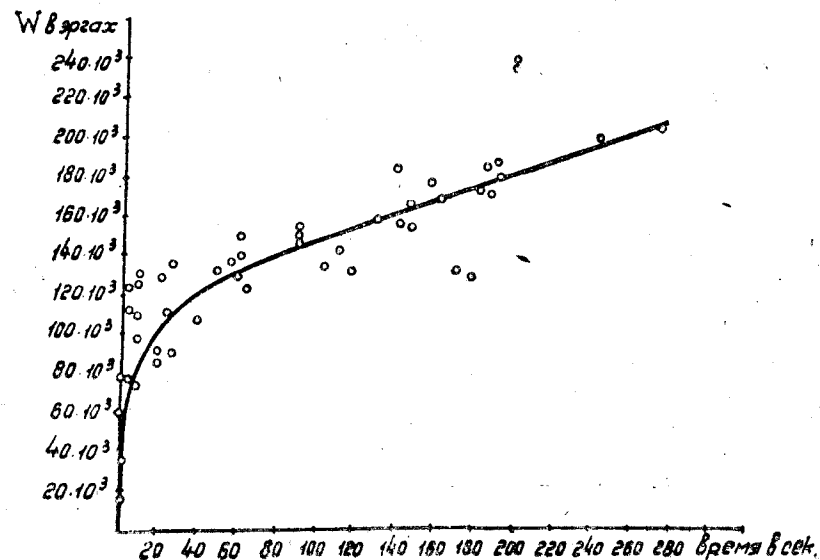


Рис. 1.

по пластометру от сортовых особенностей пшениц и районов произрастания.

Результаты приведены в таблице 1.

Таблица 1

Сорта пшениц	Время истечения клейковины по пластометру из муки 72% урожая 1952 года
Одесская-16	2 мин. 21" — 3 мин.
Одесская-12	1 мин. — 3 мин.
Одесская-3	59" — 1 мин. 50"
Пименка	1 мин. 48" — 2 мин. 04"
Артемовка	40" — 1 мин. 20"

На основании проведенных исследований установлено:

1) Существует некоторая зависимость между временем истечения по пластометру и удельной работой на деформацию теста по альвеографу.

Большому времени истечения клейковины, как правило, соответствует большое значение W , при этом можно установить следующую закономерность для мягких пшениц.

Таблица 2

Время истечения (вязкость) клейковины по пластометру в минутах	Удельная работа растяжимости теста по альвеографу	Сила муки
Мгновенное	0 — $80 \cdot 10^3$ эргов	слабая
от 2" — до 1 минуты	от $80 \cdot 10^3$ — $130 \cdot 10^3$ эргов	ниже средней
от 1 — до 3 минут	$130 \cdot 10^3$ — $180 \cdot 10^3$.	средняя
более 3 минут	более $180 \cdot 10^3$.	сильная

2) Показания пластометра для одинаковых сортов пшениц не являются постоянными, а зависят от условий созревания.

3) Исследование различных сортов пшениц показало, что сорт Од-16 обладает наиболее крепкой клейковиной, а сорт Артемовка — наиболее слабой.

4) Определение качества клейковины по пластометру может являться косвенным методом для ориентировочной оценки хлебопекарных достоинств пшениц и его можно рекомендовать не только для хлебозаводов, но и для мельниц при подсортировке зерна и контроле работы сушилок и кондиционеров при различных режимах.

При этом нет необходимости в получении муки 72% выхода. Можно производить исследование клейковины по пластометру из обойной муки, т. е. из цельноразмолотого зерна.

Для этого нужно очень тщательно отмыть отруби и время истечения клейковины получится в 1,5—2 раза больше, чем для муки 72% выхода.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ауэрман Л. Я., Определение силы муки физическими методами. Биохимия хлебопечения, сборник 2, 1941.
2. Теумин С. и Зибель В., Альвеограф и его применение, М., 1941.
3. Ауэрман Л. Я., Технология хлебопечения, Пищепромиздат, М., 1948, стр. 48—51.

Доктор хим. наук, профессор Ф. И. ТРИШИН
Канд. хим. наук, доцент Г. А. ВОДАТУРСКИЙ

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ И ВРЕМЕНИ НА ОЗОЛЕНИЕ НЕКОТОРЫХ СОРТОВ МУКИ

В мукомольной промышленности зольность является одним из показателей качества зерна и продуктов его переработки. До тех пор, пока не будет найден достаточно простой, быстрый и надежный, прямой метод определения качества зерна, зольность сохранит свое значение. Поэтому мы считаем весьма важным выяснить условия озоления муки при различных температурах и разном времени. Такое исследование даст возможность установить рациональную температуру озоления муки. Это послужит также основанием для усовершенствования приемов озоления и для разработки методов с применением ускорителей.

Наши исследования озоления муки проводились в муфельной электрической печи с терморегулятором при постоянной температуре. Колебания температуры составляли $\pm 8^\circ\text{C}$.

Температура муфельной печи контролировалась при помощи контактного гальванометра или термопары.

В последующих наших опытах для контроля температуры мы применили электронный регулятор с милливольтметром ЭРМ-47. Прибор этот предназначен для измерения температуры в комплекте с термопарой или с радиационным пирометром.

Электронный регулятор позволяет измерять и регулировать достаточно точно температуру даже обычной электрической печи без терморегулятора.

Для выяснения влияния температуры и времени на озоление различных сортов муки без ускорителей, нами проведено большое количество исследований, результаты которых мы приводим ниже.

Во всех опытах озоление производилось сначала нагреванием до обугливания при температуре $200\text{--}250^\circ$ у открытой дверцы муфельной печи, а затем — до полного озоления при постоянной температуре, указанной в таблицах.

В таблицах 1 и 2 приведены данные озоления муки из цельного зерна, полученного из Селекционного института им. Т. Д. Лысенко, урожая 1951 года.

Таблица 1

Влияние температуры и времени на процесс озоления муки из цельного зерна
(Навеска возд. сухой муки 1,11298 г)

Температура озоления муки °С	% золы	Продолжительность озоления	Цвет и плавление золы
460	1,81	6 часов	черная
510	1,66	8 "	"
510	1,66	9 "	"
510	1,65	10 "	"
510	1,64	11 "	темносерая
560	1,65	12 "	почти серая
560	1,62	13 "	серая
670	1,62	14 "	светлосерая, почти белая
780	1,61	15 "	Полное плавление
820	1,61	16 "	" "
870	1,60	17,5 "	" "
900	1,59	18 "	" "

Опыты показали, что при температуре 460° в течение 6 часов полное озоление муки не получается. При дополнительном озолении этих же образцов при температуре 510° в течение еще 5 часов, зола остается темносерая, почти черная.

При последующем озолении этих же образцов при температуре 560° в течение 2-х часов, зола получается серая. Только при дальнейшем озолении, при температуре 670°, зола получается светлосерая, почти белая — озоление закончено.

Таблица 2

Влияние температуры и времени на озоление муки из цельного зерна
(Навеска возд. сухой муки 1,05345 г)

№№ п/п	Температура озоления муки °С	% золы	Продолжительность озоления	Цвет и плавление золы
1	510	1,72	2 часа	Черная
2	510	1,63	3 "	"
3	510	1,60	4 "	"
4	510	1,60	5 "	"
5	560	1,59	6 "	Серая
6	560	1,59	7 "	"
7	670	1,58	8 "	Светлосерая, почти белая
8	780	1,56	9 "	Полное плавление
9	820	1,56	10 "	" "
10	870	1,55	10,5 "	" "
11	900	1,53	11 "	" "

Данные таблицы 2 показывают, что озоление муки при температуре 510° в течение пяти часов не заканчивается, зола остается черной. Дальнейшее озоление при 560° в течение еще двух часов дает также серую золу. Полное озоление достигается только при температуре 670°. При температуре 780° наблюдается полное плавление золы.

Таблица 3

Влияние температуры и времени на озоление муки 70% выхода из пшениц Одесская-16
(Навеска возд. сухой муки 1,03576 г).

№№ п/п	Температура озоления муки °С	% золы	Продолжительность озоления	Цвет и плавление золы
1	460	1,41	6 часов	Черная
2	510	0,57	8 "	Черн., но немного посветлела
3	510	0,57	9 "	" "
4	510	0,56	10 "	" "
5	510	0,56	11 "	" "
6	560	0,57	12 "	Серая
7	560	0,57	13 "	"
8	670	0,57	14 "	Почти белая
9	770	0,55	15 "	Полное плавление
10	820	0,56	16 "	" "
11	870	0,55	16,5 "	" "
12	900	0,55	17 "	" "

Из таблицы 3 видно, что озоление муки 70% выхода при температуре 460° в течение 6 часов не закончилось.

Озоление 2-х параллельных навесок этой муки при температуре 510° в течение еще 2-х часов дает уменьшение веса, озоление еще не закончилось. При дальнейшем озолении этих образцов еще в течение 3-х часов наблюдалось незначительное уменьшение веса. Следующие два часа при температуре 560° вес золы не изменили; зола—серого цвета, озоление закончено.

Данные таблицы 4 показывают, что полное озоление обойной муки достигается при температуре 670°. При этой температуре заметного плавления золы не наблюдается. При температуре 670—690° зола высших сортов муки начинает плавиться, а для муки из цельного зерна плавление начинается при температуре 700° и выше.

Нами изучено влияние температуры и времени на процесс озоления без ускорителей в пределах от 510 до 900 градусов. Эти данные приведены в таблице 5.

Температурный режим в интервале 510—900° выбран нами потому, что в настоящее время на производстве пользуются муфельными печами с нагревом до 900°С.

Таблица 4

Влияние температуры и времени на озоление муки обойной из пшеницы Одесская-16 (Навеска возд.—сухой муки 1,06369 г)

№№ п/п	Температура озоления муки °С	‰ зола	Продолжи- тельность озоления	Цвет и плавление зола
1	460	1,48	6 часов	Зола черная
2	510	1,29	8 "	Зола черн., немного посветлела
3	510	1,30	9 "	" " " "
4	510	1,28	10 "	" " " "
5	510	1,28	11 "	" " " "
6	560	1,28	12 "	" серая
7	560	1,28	13 "	" , немного посветлела
8	670	1,28	14 "	" почти белая
9	770	1,26	15 "	Полное плавление
10	820	1,26	16 "	" "
11	870	1,26	16,5 "	" "
12	900	1,24	17 "	" "

Данные таблицы 5 показывают значительное уменьшение веса зола в пределах 510—610°. В интервале от 610 до 670° вес зола уменьшается мало. Даже после сплавления зола вес ее уменьшается незначительно, почти в пределах погрешности опыта.

Как показали наши опыты, при озолении надо учитывать сорт муки. Озоление сортовой муки протекает быстрее в сравнении с мукой из цельного зерна.

Из данных, которые приведены в табл. 1—5, можно сделать вывод, что на процесс озоления влияет температура и время озоления.

Следовательно, озоление муки надо проводить при определенной температуре и времени.

ВЫВОДЫ

1. Произведенные нами опыты дали возможность выяснить влияние температуры и времени на процесс озоления некоторых сортов муки.

2. Озоление муки из цельного зерна протекает медленно.

Таблица 5

Влияние температуры и времени на озоление различных сортов муки

№№ тиглей	Вес прокаленного тигра 2	Вес воздушно-сухой муки 2	Сорт муки	Время озоления							Изменения веса золы при температурах озоления в градусах Цельсия	мг/г золы		
				3 часа	4 часа	5 час.	6 час.	7 час.	8 час.	9 час.		510°	900°	
1	10,08930	2,07705	Од-16	10,10328	10,10330	10,10318	10,10318	10,10318	10,10318	10,10314	10,10311	0,67	10,10311	0,67
2	9,51662	2,06495	70%	9,52954	9,52996	9,52997	9,52997	9,52997	9,52995	9,52998	9,52987	0,65	9,52987	0,65
8	9,88615	2,08142	1163	9,93050	9,93014	9,93004	9,92995	9,92985	9,92985	9,92983	9,92985	2,09	9,92985	2,09
9	7,65671	2,03156	"	7,69969	7,69953	7,69935	7,69935	7,69925	7,69925	7,69919	7,69909	2,08	7,69909	2,08
10	8,10916	2,03743	Од-16 обойная	8,13538	8,13580	8,13580	8,13581	8,13567	8,13568	8,13554	1,29	8,13554	1,29	
13	7,48038	1,98440	"	7,50618	7,50630	7,50621	7,50633	7,50610	7,50614	7,50590	1,22	7,50590	1,22	
16	7,6414	2,00458	Сел.	7,63544	7,67561	7,67540	7,67536	7,67519	7,67515	7,67491	1,67	7,67491	1,67	
137	8,96765	2,00064	Ин-т	8,99860	8,99858	8,99853	8,99848	8,99819	8,99815	8,99796	1,51	8,99796	1,51	
Характеристика золы				черного цвета	томно-серая	серого цвета	светло-серая	полное плавление						

3. Полное плавление золы из муки 70% выхода наблюдается при температуре 670—690° в течение 2-х часов.

4. Озоление муки 70% выхода протекает удовлетворительно при температуре 650—670°С в течение 1 часа.

5. Плавление золы, полученной из муки из цельного зерна, наблюдается при температуре выше 700° в течение двух часов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Озолин Н. И., Методы химического анализа зерна и продуктов его переработки. Заготиздат, 1941.
2. Методы определения качества зерна ГОСТ-3040-45.
3. Инж. Казаков Е. Д. и инж. Трисвятский Л. А., Известия Томского института технологии зерна и муки, т. 1, вып. 6.

Канд. техн. наук, доцент М. С. ДУДКИН,
ассистент Н. Г. ШКАНТОВА¹

ГИДРОЛИЗ ЛУЗГИ ГРЕЧИХИ

Лузга крупных культур содержит значительное количество целлюлозы (просо — 57,4%, гречиха — 57%) и других углеводов (просо — 24,4%, гречиха — 31%) [1] и может быть использована в качестве сырья для гидролизного производства.

Н. Д. Прянишников и С. Г. Машевицкая [2], применив многоступенчатый метод, провели гидролиз соевой лузги и получили до 30,7% восстанавливающих сахаров.

Этим же методом В. Г. Панасюк и С. М. Эстрин [3] гидролизовали лузгу проса, достигнув 51,6% выхода восстанавливающих сахаров.

Так как гидролиз лузги гречихи не исследован, то представляет интерес определение оптимальных условий этого процесса, приводящих к наибольшему выходу восстанавливающих сахаров. В нашей статье описывается первый этап исследования — одноступенчатый гидролиз измельченной и неизмельченной лузги гречихи раствором серной кислоты различной концентрации при различном гидромодуле и времени нагревания.

Экспериментальная часть

В опытах использовалась лузга рядовой гречихи с влажностью = 10%, зольностью = 2,72%, содержанием целлюлозы = 51,7%.

Для гидролиза навеску воздушно-сухой лузги загружали в широкую пробирку высотой 16 см и диаметром 5 см, снабженную мешалкой с ртутным затвором и обратным холодильником. Лузгу заливали раствором серной кислоты, нагретой до 97—98°, и, включив мешалку, нагревали пробирку необходимое время при 97—98°. Раствор фильтровали. В фильтрате определяли количество восстанавливающих сахаров по Бертрану, а нераспавшуюся лузгу промывали на фильтре водой до исчезновения ионов водорода и сушили до постоянного веса.

¹ В выполнении отдельных опытов принимали участие студенты технологического факультета Чекрыгина и Оленина.

Гидролизую неизмельченную лузгу серной кислотой различной концентрации, получили такие данные (см. таблицу 1).

Таблица 1

Выход восстанавливающих сахаров в зависимости от концентрации H_2SO_4
(Навеска неизмельченной лузги = 10 г, время нагревания = 30 мин., гидромодуль = 10).

№№ опытов	Концентрация H_2SO_4 в %	Выход восстанавливающих сахаров в %	Выход нерастворившегося осадка
1	1	3,35	84,0
2	2	4,95	69,6
3	5	12,86	67,1
4	10	25,60	67,5

Следовательно, с увеличением концентрации серной кислоты выход восстанавливающих сахаров возрастает (см. рис. 1) и при применении 10% H_2SO_4 достигает 25,6%.

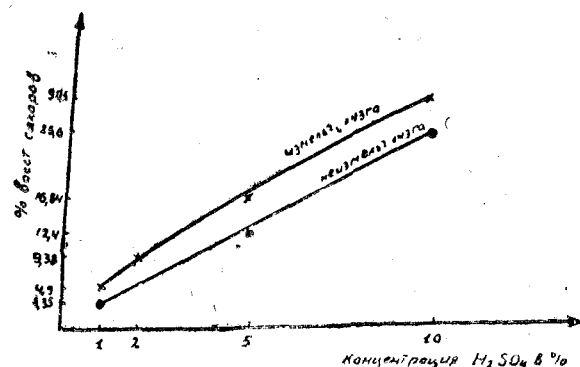


Рис. 2.

На скорость гидролиза существенное влияние может оказывать степень измельчения лузги (см. табл. 2). Для исследования этого вопроса гидролизу подвергли четыре фракции лузги, измельченной на лабораторной мельничке и пропущенной через ряд сит.

Обработывая фракцию № V наибольшей степени измельчения H_2SO_4 различной концентрации (см. таблицу 3, рис. 1), получили выход восстанавливающих сахаров больший, чем в предыдущем случае (см. таблицу 1).

Таблица 2

№№ фракций	Проход через сито №	Сход с сита №	Средний диаметр частицы
I	Неизмельченная лузга		5 мм
II	1,6 (12)	1,2 (16)	1,4 мм
III	1,2 (16)	0,95 (20)	1,07 мм
IV	0,95 (20)	200 (54)	0,4 мм
V	200 (54)		< 0,05 мм

Выход сахара изменяется и при обработке 2% H_2SO_4 лузги различной степени измельчения (см. табл. 4).

Таблица 3

Выход восстанавливающих сахаров в зависимости от концентрации серной кислоты
(Навеска измельченной лузги фракции № V = 10 г, время нагревания = 30 мин., гидромодуль = 10).

№№ опытов	Концентрация H_2SO_4 в %	Выход восстанавливающих сахаров в %	Выход нерастворившегося остатка в %
1	1	4,93	62,5
2	2	9,38	56,9
3	5	16,89	54,2
4	10	30,50	54,5

Таблица 4

Выход восстанавливающих сахаров в зависимости от величины частиц
(Навеска 10 г, концентрация H_2SO_4 = 2%, время нагревания 30 мин.)

№№ опытов	№№ фракций	Выход восстанавливающих сахаров в %	Выход нерастворившегося остатка в %
1	I	4,60	72,5
2	II	4,0	74,9
3	III	4,26	73,4
4	IV	4,06	67,8
5	V	9,80	54,9

Однако изменение величины частицы оказывает влияние на выход сахара только после достижения определенного преде-

ла измельчения, что вероятно связано с разрушением клеток оболочек.

Если величина гидро модуля в условиях наших опытов значительного воздействия на выход восстанавливающих сахаров не оказывает (см. таблицу 5), то время нагревания, продолжительность воздействия кислоты значительно увеличивает выход сахара (см. табл. 6).

Таблица 5

Выход восстанавливающих сахаров в зависимости от величины гидро модуля.

(Навеска неизмельченной лузги = 10 г, концентрация $H_2SO_4 = 2\%$, время нагревания = 30 мин.).

№№ опытов	Величина гидро модуля	Выход восстанавливающих сахаров в %	Выход нерастворившегося остатка в %
1	10	4,95	69,6
2	20	5,78	73,8

Таблица 6

Выход восстанавливающих сахаров в зависимости от времени нагревания.

(Навеска неизмельченной лузги = 10 г концентрация $H_2SO_4 = 2\%$, гидро модуль = 10)

№№ опытов	Время нагревания в мин.	Выход восстанавливающих сахаров в %	Выход нерастворившегося остатка в %
1	30	4,95	69,6
2	60	9,5	67,7
3	90	12,32	67,3
4	120	17,28	65,0
5	240	21,02	60,2
6	369	22,48	56,4

Рассматривая данные таблицы 6 и кривую, характеризующую зависимость образования сахаров от времени (рис. 2), видим равномерный рост количества образовавшегося сахара в течение первых двух часов и замедление процесса в последующие часы, что связано, как можно предположить, с посте-

пленным увеличением скорости вторичного процесса — распада восстанавливающихся сахаров.

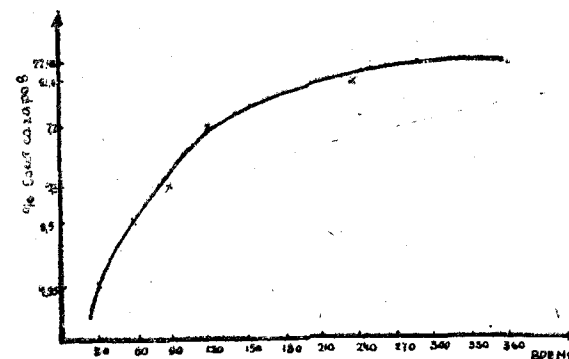


Рис. 2.

Отсюда длительное нагревание лузги с кислотой, превышающее 2—3 часа, нецелесообразно. Необходимо отделение гидролизата, содержащего сахара, от лузги, что возможно при применении метода ступенчатого гидролиза.

ВЫВОДЫ

1. Рассмотрен одноступенчатый гидролиз лузги гречихи серной кислотой в различных условиях.

2. Показано, что с увеличением концентрации серной кислоты до 10% выход восстанавливающихся сахаров достигает для неизмельченной лузги—25,6%, для измельченной—30,5%, а при обработке 2% H_2SO_4 неизмельченной лузги в течение 6 часов = 22,5%.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гинзбург М. Е., Крупяное производство. Заготиздат, 1948.
2. Прянишников Н. Д., Машевицкая С. Г., Журн. прикл. химии, т. 10, стр. 1573, 1937.
3. Шарков В. И., Гидролизное производство, т. II, стр. 334, Гослесбумиздат, 1948.

Канд. техн. наук, доцент М. С. ДУДКИН

ВЫСОКОМОЛЕКУЛЯРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ НА ОСНОВЕ АЦИЛЬНЫХ ПРОИЗВОДНЫХ МОЧЕВИНЫ

Сообщение III. Взаимодействие малеинуровой кислоты и аммонийных солей малеинуровой и сукцинуровой кислот с уксусным альдегидом

В предыдущем сообщении [1] была показана возможность взаимодействия уровых кислот — соединений формулы $HOOC RCONH CO NH_2$ с муравьиным альдегидом.

Для изучения влияния строения молекулы альдегида на взаимодействие с уровыми кислотами и характер образующихся соединений представляет интерес рассмотрение сочетания уровых кислот с различными членами гомологического ряда альдегидов, что не описано в литературе.

В настоящем сообщении излагается экспериментальный материал по взаимодействию малеинуровой кислоты и аммонийных солей сукцинуровой, малеинуровой кислот с уксусным альдегидом.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

1. Взаимодействие малеинуровой кислоты с уксусным альдегидом

4,75 г малеинуровой кислоты, полученной по методу, описанному ранее [2], помещали в круглодонную колбу, соединенную с змеевиковым холодильником, и, охладив льдом, добавляли 13,5 г охлажденного уксусного альдегида (соотношение реагирующих веществ 1 : 10 по малярности). Колбу переносили в термостат и нагревали 1 час при 45° и затем 6 часов при 60° и 2 часа при 80°. Полученную вязкую темнокоричневую жидкость отделяли от незначительного осадка и выпаривали на водяной бане до исчезновения запаха альдегида. Твердый остаток растворяли в горячем этиловом спирте и из прозрачного раствора, равным объемом эфира, осаждали смолособразный продукт, который после сушки до постоянного веса анализировали.

Найдено %: N 13,92; 14,15 (Кьельдаль).

$C_7H_{10}O_5 N_2$. Вычислено %: N 13,84 (продукт присоединения уксусного альдегида к малеинуровой кислоте).

Спирто-эфирный фильтрат выпаривали на водяной бане. Полученный продукт сушили и анализировали.

Найдено %: N 8,10; 8,19 (Кьельдаль).

II. Взаимодействие аммонийной соли малеинуровой кислоты с уксусным альдегидом

4,75 г малеинуровой кислоты помещали в колбу, снабженную змеевиком, холодильником, и нейтрализовали концентрированным раствором гидрата окиси аммония в присутствии фенол-фталеина до появления окрашивания. После охлаждения добавляли охлажденный уксусный альдегид (13,5 г) и нагревали в термостате при 45° 60 мин., затем при 60° — 60 мин. Полученный темнокоричневый продукт очищали по методу, описанному выше.

Найдено %: N 9,55; 9,38 (Кьельдаль).

$C_5H_9O_4N_3$. Вычислено %: N 24,00 (аммонийная соль малеинуровой кислоты).

Спирто-эфирный фильтрат, как и ранее, выпаривали на водяной бане. Полученный твердый темнокоричневый смолообразный продукт анализировали.

Найдено %: N 8,19; 8,62 (Кьельдаль).

III. Взаимодействие аммонийной соли сукцинуровой кислоты с уксусным альдегидом

4,8 г сукцинуровой кислоты, полученной по методу, описанному ранее [2], обрабатывали также как и выше раствором гидрата окиси аммония и 13,5 г уксусного альдегида. Полученный темнокоричневый смолообразный продукт анализировали.

Найдено %: N 10,75; 10,19 (Кьельдаль).

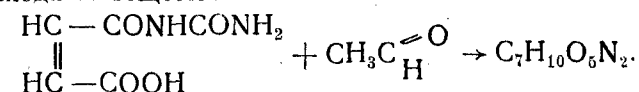
$C_5H_{11}O_4N_3$. Вычислено % N 23,70. (Аммонийная соль сукцинуровой кислоты).

Из спирто-эфирного фильтрата, как и в предыдущем случае, был выделен смолообразный продукт.

Найдено %: N 6,89; 6,88 (Кьельдаль).

Таким образом, при взаимодействии урсовых кислот—малеинуровой и аммонийных солей малеинуровой и сукцинуровой кислот—с уксусным альдегидом образуются продукты, отличные по составу и по свойствам от исходных соединений. В случае малеинуровой кислоты, судя по содержанию азота,

новое соединение является продуктом уплотнения двух молекул исходных веществ:



В случае аммонийных солей новые соединения вероятно являются продуктами уплотнения одной молекулы урсовой кислоты и нескольких молекул уксусного альдегида. Доказательством этого является как соотношение азота в исходных и конечных продуктах, так и присутствие нескольких фракций, осаждаемых и неосаждаемых эфиром.

Полученные соединения, будучи растворены в спирте, образуют пленку.

Представляет интерес рассмотрение влияния условий реакции: концентрации аммиачной среды, соотношения реагирую-

Таблица 1

Характеристика продуктов взаимодействия аммонийных солей сукцинуровой кислоты с уксусным альдегидом в различных условиях

№ опытов	Концентрация в %	Соотношение соли и альдегида		Характеристика смолы		Внешний вид и свойства
		по весу в г	по молярности	Вес в г	Содержание азота в %	
1	5	1,76:2,2	1:5	2,78	5,64	Мягкое клейкое вещество коричневого цвета, дает пленку.
2	10	"	"	2,72	13,54	Мягкое клейкое вещество коричневого цвета, дает пленку.
3	15	"	"	2,34	12,08	Твердое вещество коричневого цвета, дает пленку.
4	20	"	"	3,75	12,28	Твердое неклеящее вещество коричневого цвета, образует пленку хорошей прочности и хорошего внешнего вида.
5	10	1,76:0,44	1:1	1,38	16,56	Мягкое неклеящее вещество светлорозового цвета, пленки не дает.
6	"	1,76:4,4	1:10	4,07	11,26	Твердое неклеящее вещество коричневого цвета, образует хорошую пленку.

щих веществ на взаимодействие аммонийной соли и альдегида. Это было исследовано на примере аммонийной соли сукцинуровой кислоты.

К навеске соли, растворенной в растворе гидрата окиси аммония, после охлаждения добавляли охлажденный уксусный альдегид, нагревали 60 минут при 60° и очищали, как было описано выше.

В осажденном эфиром продукте определяли содержание азота. Характеристика полученных продуктов дана в таблице.

Из данных, приведенных в таблице, следует, что одним из факторов, определяющих свойства полимера, является соотношение реагирующих веществ. С увеличением количества уксусного альдегида увеличивается твердость полимера, уменьшается клейкость, появляется способность образовывать пленку.

Определенное влияние на процесс взаимодействия оказывает и количество гидрата окиси аммония. С его увеличением уменьшается клейкость продукта и изменяется агрегатное состояние.

ВЫВОДЫ

1. В результате взаимодействия малеинуровой кислоты и аммонийных солей малеинуровой, сукцинуровой кислот с уксусным альдегидом получены новые соединения.

2. Показано, что путем осаждения спиртовых растворов полученных соединений эфиром возможно выделение двух фракций, характеризующихся различным содержанием азота.

3. Смолы, полученные при взаимодействии аммонийных солей сукцинуровой и малеинуровой кислот уксусным альдегидом, образуют пленки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дудкин М. С., Труды Одесского технологического института имени И. В. Сталина, т. VI, стр. 56, 1954.
2. Дудкин М. С., Журн. общей химии, т. XXIV, стр. 1599, 1954.

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
1. Доц. Платонов П. Н. Оптимальные параметры норийных ковшей для зерна	3
2. Доктор техн. наук Белецкий В. Я. Аналитический метод определения кривизны проектируемых плоских кулачков	19
3. Доктор техн. наук Белецкий В. Я. О расчете наименьших размеров центральных и смещенных кулачковых механизмов	27
4. Доктор техн. наук Белецкий В. Я. Проектирование кривошипно-коромысловых механизмов	33
5. Доц. Мальцев В. Ф. Определение распорного усилия между дисками клиноременных бесступенчатых передач	43
6. Доц. Мальцев В. Ф. Определение формы ролика пространственных цилиндрических кулачковых механизмов	47
7. Доц. Короб А. Д. Вопросы веса и стоимости некоторых болтовых соединений	53
8. Доц. Короб А. Д., ст. преп. Коган Д. Л. Графические приемы определения деформаций пространственно-нагруженных валов	59
9. Канд. техн. наук Коган-Вольман Г. И. К вопросу точности приводов управления с гибкими проволоочными валами	63
10. Канд. техн. наук Кестельман Н. Я., канд. техн. наук Котляр Л. И. Сравнительное исследование коэффициента трения чугуновых поверхностей с различной микрогеометрией их	71
11. Доц. Гохман Э. Х. Об одном обобщении интеграла	79
12. Доц. Слуцкий М. С. К вопросу о решении систем уравнений	85
13. Асс. Алексеева В. А. Приведенные напряжения чугунов в условиях всестороннего неравномерного сжатия	89
14. Асс. Сомов В. А. Некоторые элементы теории возвратно-поступательного параметрического двигателя	97
15. Доц. Панченко А. В., канд. техн. наук Гальперин Г. Д. Эксплуатационные испытания цепных межвалцовых передач на износ	103
16. Канд. техн. наук Кестельман Н. Я., канд. техн. наук Котляр Л. И. Сравнительное экспериментальное исследование износа отбеленного чугуна мукомольных вальцов	111
17. Доц. Фасман В. Б. Определение коэффициента загрузки первичных двигателей на элеваторах	123
18. Канд. техн. наук Горбис З. Р. Об устройстве горячего дутья в топках зерносушилок	129
19. Доц. Криволапов Ф. Г., асс. Синельникова Л. Е. О некоторых коллоидных свойствах смешанных студней клейковины	141
20. Доц. Шкловский И. Ш. К вопросу о механизме образования клейковины. Сообщение 2-е	145
21. Канд. техн. наук Калюжная А. М. О соотношении между вязкостью клейковины и физическими свойствами теста	151
22. Проф. Тришин Ф. И., доц. Водатурский Г. А. Исследование влияния температуры и времени на озоление некоторых сортов муки	155
23. Доц. Дудкин М. С., асс. Шкантова Н. Г. Гидролиз лузги гречихи	161
24. Доц. Дудкин М. С. Высокомолекулярные соединения на основе ацильных производных мочевины	167