

## ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ МОМЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ, ЗАВИСЯЩЕГО ОТ УГЛА ПОВОРОТА ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА

**Борисенко В.Ф.** (каф. ЭАПУ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина),  
**Мельник А.А.** (каф. ЭМиТОЭ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Большая группа производственных механизмов содержит в качестве исполнительных звеньев кулисные, кривошипно-шатунные, рычажные группы. Для этих механизмов явно прослеживается зависимость момента сопротивления ( $M_C$ ) от угла поворота исполнительного органа ( $\varphi$ ). Для задач электропривода, как правило, цикл отработки углового перемещения исполнительным органом связывается с числом оборотов звена привода, в качестве которого, обычно, выступает приводной двигатель (приведение осуществляется к частоте вращения приводного двигателя –  $(\omega_{\text{ДВИГ\_Н}})$ ).

Поскольку угол поворота – это путь, проходимый исполнительным органом, звеном привода, то при постановке задачи равнозначно применения термина – момент сопротивления, зависящий от пути (момент сопротивления в функции пути).

К числу наиболее распространенных механизмов, у которых  $M_C(\varphi)$ , следует отнести: кантователь, конвертер, ножницы, качающийся конвейер, механизм подъема стрелы экскаватора, поршневой компрессор, шахтный подъемник с неуравновешенным канатом, станок-качалка и др.

Для большинства перечисленных механизмов выражение для момента сопротивления может быть представлено в виде:

$$M_C = M_0 + M_A \cdot \sin(\varphi + \gamma)$$

В качестве примера зависимости  $M_C(\varphi)$  на рис. 1 дана зависимость момента сопротивления кантователя.

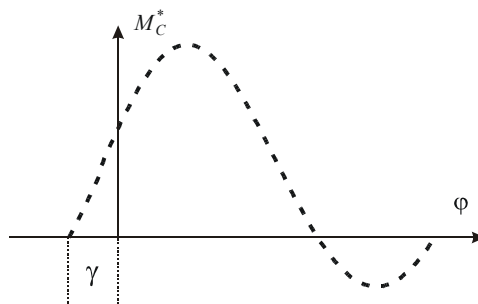


Рис. 1. Зависимость  $M_C(\varphi)$ ,  $\gamma$  – начальный угол

При рассмотрении электроприводов поршневых компрессоров и насосов имеет место следующий характер изменения  $M_C$  (рис. 2).

Очевидно, что в этом случае наиболее просто момент сопротивления представлять в виде синусоидальной временной функции:

$$M_C = M_0 + M_A \cdot \sin \nu t,$$

где  $\nu = \frac{2\pi}{t_{\text{ц}}}$ , а  $t_{\text{ц}}$  – время цикла,

$M_0$  – среднее за цикл значение момента.

Такое представление возможно, т.к. частота вращения за каждый оборот уменьшается практически в небольших пределах и можно считать угол поворота пропорцио-

нальным времени. При таком упрощении кривые  $M_C(\varphi)$  и  $M_C(t)$  подобны.

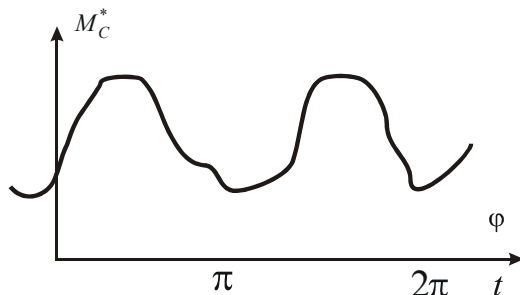


Рис. 2. Характер изменения момента нагрузки компрессора

Характер кривой (рис.2) зависит от числа цилиндров, углов сдвига кривошипов отдельных цилиндров и др. Поэтому в сложных случаях кривая  $M_C(t)$  в результате разложения в ряд Фурье может быть представлена суммой гармонических составляющих:

$$M_C = M_{CP} + \sum M_K \cdot \sin(k \cdot \nu \cdot t + \varphi_K)$$

где  $M_{CP}$  – среднее значение момента сопротивления,

$M_K$  – амплитуда  $k$ -ой гармоники,

$\varphi_K$  – начальная фаза  $k$ -ой гармоники,

$\nu$  – угловая частота основного колебания.

Необходимо заметить, что момент инерции подобных систем так же является функцией угла поворота –  $J(\varphi)$ .

$$J_{\Sigma}(\varphi) = J_{ДВ} + J_{РЕД} + J(\varphi),$$

где  $J_{\Sigma}$  – суммарный момент инерции системы,

$J_{ДВ}$ ,  $J_{РЕД}$  – постоянные (неизменные) моменты инерции двигателя, редуктора,

$J(\varphi)$  – переменные составляющие момента инерции кривошипно-шатунных групп.

Обычно после приведения к частоте вращения двигателя  $J(\varphi)$  не превышает  $(5-10)\%J_{ПОСТ}$ , что позволяет упростить задачу и рассматривать систему только с переменным характером нагружения.

Уравнения движения одномассовой системы:

$$M_{ДВ} - M_C(\varphi) = J_{\Sigma} \frac{d^2\varphi}{dt^2} = J_{\Sigma} \frac{d\omega}{dt}$$

Структурная схема этого случая (рис.3):

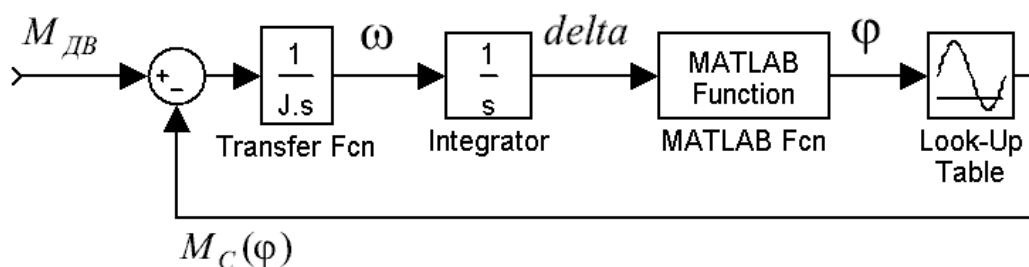


Рис. 3. Структурная схема одномассовой системы с реализацией  $M_C(\varphi)$  в блоках Simulink

Переход к двухмассовой расчетной схеме несколько усложняет структуру механической части, но оставляет без изменения привязку к исполнительному органу (второй массе) для формирования момента нагрузки.

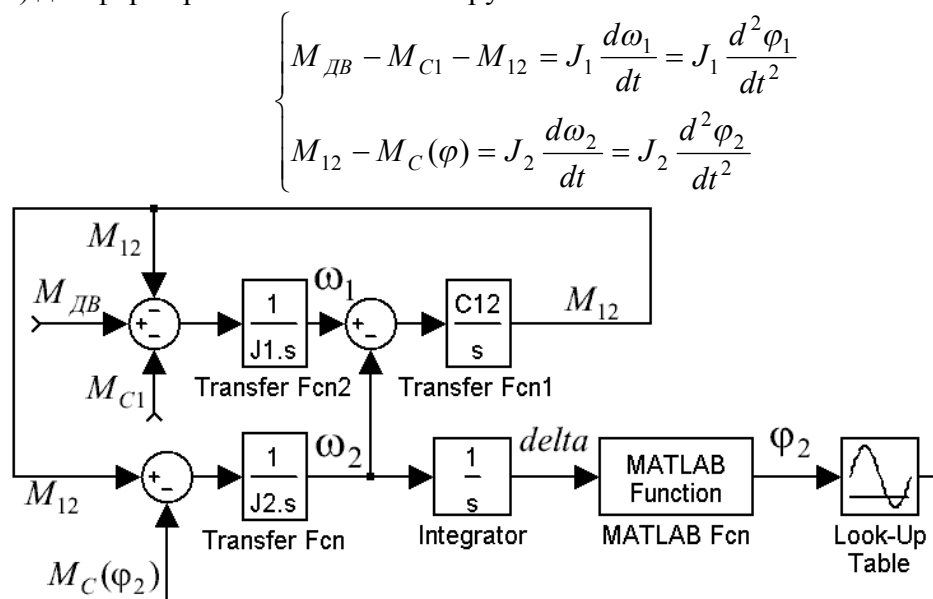


Рис. 4. Структурная схема двухмассовой системы с формированием  $M_C(\varphi_2)$

В качестве примера нами рассмотрено поведение электромеханической системы кантователя стана 950/900 при отработке типового перемещения. Зависимость  $M_C(\varphi)$  приведена на рис.1, а результаты отработки перемещения даны на рис.5.

Интегрирование текущей частоты вращения  $\omega_2$  (см. рис.4) дает линейное перемещение  $delta$ , второй блок в этой цепочке представляет задание Matlab функции. Во втором блоке с помощью функции остатка Rem выходной сигнал интегратора  $delta$  делится на определенное число, равное времени цикла изменения момента сопротивления, на выходе получаем сигнал  $\varphi_2$ . Далее с помощью блока одномерной таблицы Look-Up Table формируется требуемый характер изменения нагрузки.

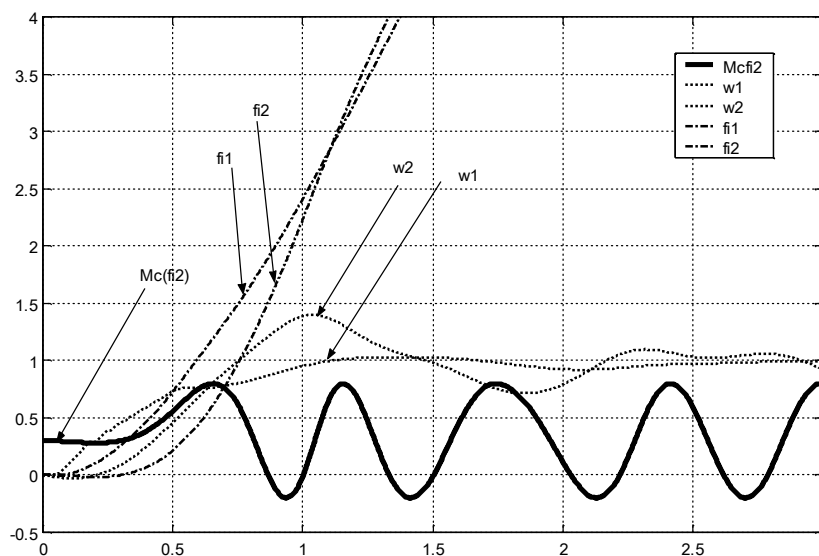


Рис.5. Отработка перемещения кантователя системой электропривода ПЧ-АД

В случае зависимости (3) формируется блок гармонических составляющих, число которых не превышает 3-5 при практических расчетах вследствие незначительного влияния на характер  $M_C$  высших гармонических составляющих.

## ПЕРЕДАЧА ЭНЕРГИИ ПО ЛИНИИ С НАКОПИТЕЛЕМ

Папина И.С., Чашко М.В. (каф. ЭМиТОЭ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Работа посвящена исследованию компьютерным моделированием передачи энергии импульсами. Актуальность исследования обусловлена достоинствами импульсной технологии, которая позволяет снизить потери энергии при передаче.

Известные технологии передачи энергии основаны на аналоговых, непрерывных процессах преобразования энергии. В настоящее время в технике расширяется применение технологий, основанных на дискретных, импульсных процессах. При обработке и передаче информации они стали преимущественными, для синтеза и разрушения материалов – наиболее перспективными. Основное преимущество импульсной технологии в том, что в импульсе развивается мощность в несколько раз большая средней мощности источника энергии. Кроме того, как установлено в настоящей работе, при передаче энергии импульсами рассеяние ее в канале передачи меньше, чем при аналоговом процессе, при той же переданной энергии.

Программа Simulink, в которой выполнено моделирование, предназначена для визуального моделирования электрических устройств и технологий. Применение Simulink'а для моделирования механических объектов основано на аналогиях, формальных и физических, между механическими и электрическими явлениями, которые показаны, например, в [1, с. 69]. Сила в механических системах соответствует электродвижущей силе в электрических, скорость – току, масса – индуктивности, упругость – емкости и т.д. Эти аналогии позволяют использовать простоту и наглядность визуального моделирования при решении задач механики.

Приведенное ниже исследование выполнено на электрической модели передачи энергии, но аналогичным образом могут быть построены модели механические.

Схема модели представлена на рис. 1. Она включает в себя источник энергии, резистор R1, имитирующий сопротивление канала передачи, индуктивность L, имитирующую его инерционность, емкость C, запаасающую энергию импульса, резистор Rн2,

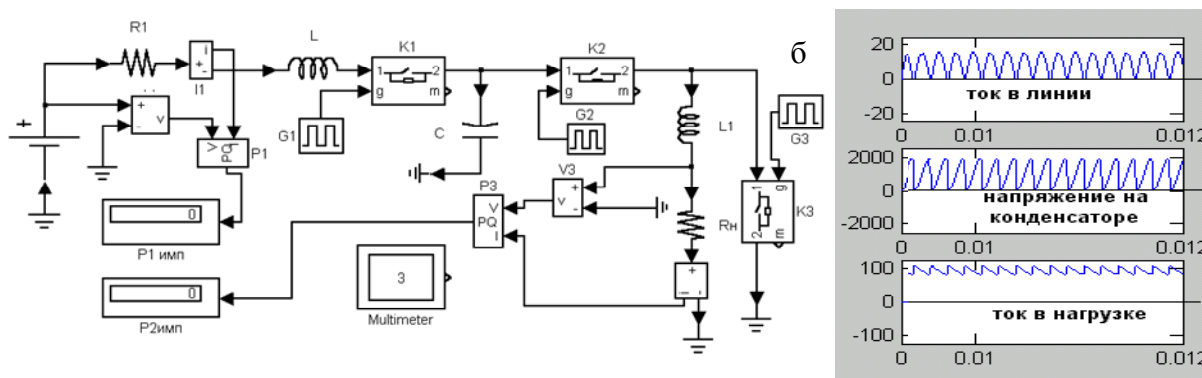


Рис. 1. Модель передачи энергии импульсами по линии с накопителями. а – схема, б- осциллограмма процесса

имитирующий нагрузку, ключи  $K1$ ,  $K2$ , выполняющие коммутацию цепей, генераторы сигналов  $G1$ ,  $G2$ , управляющие ключами. Для измерений используются преобразователи напряжения  $V1, V3$ , тока  $I1, I3$ , ваттметры  $PQ1$ , и  $PQ3$ .

Для передачи энергии замыкается  $K1$ , ток проходит через  $R1$ ,  $L$  и  $C$ , в емкости  $C$  накапливается энергия как непосредственно источника, так и индуктивности  $L$ . Затем замыкается  $K2$  и размыкается  $K1$ , энергия переходит из индуктивности в нагрузку. Для сравнения с аналоговой передачей модель снабжена цепью (на рисунке не показана) с такими же сопротивлениями, индуктивностью, источником энергии, но без конденсатора и ключей.

В исследовании варьировались длительность импульсов – ключом  $K1$  и емкостью – и сопротивление нагрузки. Одновременно выполнялись измерения для аналоговой передачи. Измерялись мощности источника энергии и нагрузки штатными приборами библиотеки Simulink.

Результаты моделирования представлены на рис. 2. На графиках обозначено:  $P_{ли}$  – расход мощности в линии при импульсной передаче,  $P_{2и}$  и  $P_{2а}$  – мощность, переданная импульсами и аналоговым образом,  $P_{1и}$  и  $P_{1а}$  – мощность источника энергии, соответственно при импульсной и аналоговой передачах.

Из графиков видно, что расход мощности в линии с уменьшением длительности импульсов снижается (рис. 2, а). Причина – снижение длительности протекания тока по линии и, соответственно, длительности существования потерь.

Однако при этом снижается и переданная мощность (рис. 2, б). На графике рис. 2, б представлено сравнение мощностей, передаваемых в импульсном и аналоговом процессах при разных значениях сопротивлений линии передачи. Видно, что с уменьшением длительности импульсов отношение мощностей, переданных импульсами и аналоговым образом, уменьшается. Причем, уменьшается тем больше, чем меньше со

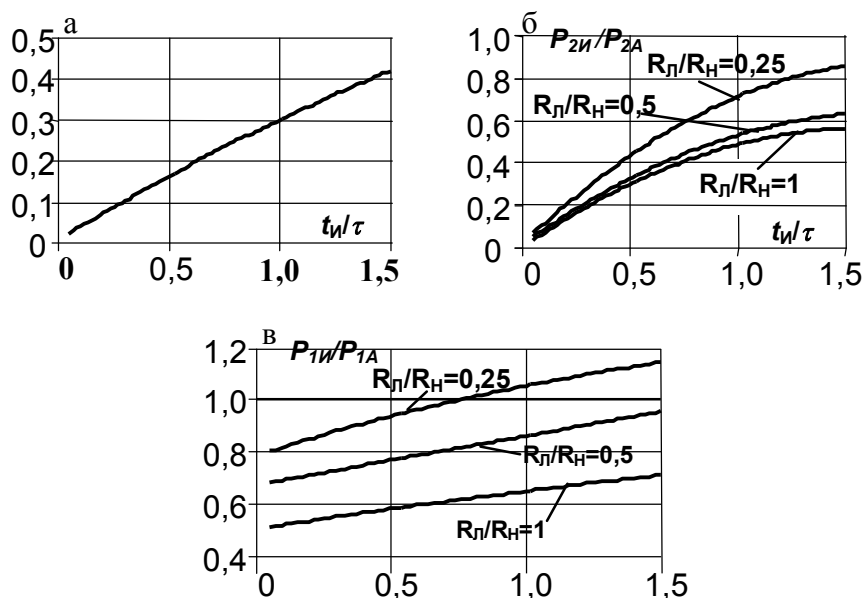


Рис. 2. Энергетические параметры передачи энергии импульсами по линии с накопителями: а – удельный расход мощности в линии, б – отношение мощностей, переданных импульсами и аналоговым образом, в – относительное энергопотребление при импульсной и аналоговой передачах (на киловатт переданной мощности)

противление линии по отношению к сопротивлению нагрузки: кривая для  $R_L/R_H=0,5$  проходит выше, чем для  $R_L/R_H=1$ , а кривая для  $R_L/R_H=0,25$  выше, чем для  $R_L/R_H=0,5$ . Разрешением противоречия между снижением потерь и снижением переданной мощности при уменьшении длительности импульсов является энергопотребление. Под энергопотреблением понимается отношение исходящей из источника энергии мощности к мощности переданной. На модели произведено сравнение этого параметра при импульсной и аналоговой передачах. Результаты представлены на рис. 2, в.

Из графиков видно, что энергопотребление при уменьшении длительности импульсов снижается, т.е. на киловатт переданной в нагрузку (полезной) мощности от источника мощности потребляется меньше. Эффект снижения энергопотребления увеличивается с увеличением сопротивления линии: кривая для  $R_L/R_H=1$  проходит ниже, чем для  $R_L/R_H=0,5$ , а для  $R_L/R_H=0,25$  ниже, чем для  $0,5$ .

Выводы. Передача энергии импульсами позволяет снизить рассеяние энергии в линии передачи по сравнению с аналоговой. Снижение тем больше, чем больше сопротивление канала.

Энергетическая эффективность передачи импульсами электрической энергии дает основание предполагать наличие энергетической эффективности передачи энергии механической.

**Список литературы:** 1. Фейнман Р., Лейтон Р., Сэндс М. Фейнмановские лекции по физике. Вып. 6, «Электродинамика» - М.: «Мир», 1966. - 244с.

## ГЕОМЕТРИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОВЕРХНОСТИ КАМЕРЫ ТЕРМОЛИЗНОГО АГРЕГАТА

**Парфенюк А.С., Плаксенко Л.А., Юрченко И.К.**  
(каф. МАХП, каф. НГ и ИГ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Проблема твердых промышленных и бытовых отходов одна из наиболее актуальных и трудноразрешимых современных проблем прежде всего из-за огромного и все нарастающего количества, разнообразия свойств отходов и рассеивания источников генерирования.

Отсутствие крупномасштабной переработки промбытотходов приводит к отчуждению плодородных земель под свалки, шламонакопители и отвалы, загрязнению воды и воздуха токсичными веществами.

Известные технологии сжигания или переработки твердых отходов ориентированы на отдельные их виды дорогостоящи и несовершенны, поскольку порождают новые проблемы, или вообще непригодны для Украины по причинам экономического, экологического и социального характера.

Кафедра МАХП ДонНТУ разрабатывает направление по созданию техники и технологии комплексной переработки твердых углеродистых отходов промышленного и бытового происхождения на базе процессов термической деструкции и синтеза органического вещества отходов в наклонных термолизных печах (НТП) с получением полезных продуктов и энергии [1].

Основа всей технологии – термолиз органической части отходов. Он протекает в герметичных камерах НТП и является управляемым процессом термической деструк-

ции исходного сырья с образованием твердого термолизного топлива (кокса) и смеси летучих веществ в виде парогазовых и жидких углеродистых продуктов.

Поверхность камеры НТП является составной. Боковые поверхности (боковины) и верхняя часть (свод) являются плоскими, а нижняя часть (под) – криволинейчатой. Образующей кривой подовой поверхности выбрана одна из семейств кривых Персея, которые являются линиями пересечения поверхности тора плоскостями параллельными его оси.

Общий вид уравнения кривых Персея [2]

$$(x^2 + y^2 + p^2 + d^2 - R^2)^2 = 4d^2(x^2 + p^2), \quad (1)$$

где  $p$  – параметр секущей плоскости (расстояние ее от начала координат);

$d$  – расстояние центра производящей окружности от начала координат;

$R$  – радиус производящей окружности.

Для случая замкнутого тора, когда  $d=R$  выражение (1) имеет вид

$$(x^2 + y^2 + p^2)^2 = 4d^2(x^2 + p^2). \quad (2)$$

Для образующей кривой если  $p=d$  выражение (2) будет иметь вид

$$x^4 + y^4 + 2x^2y^2 - 2x^2d^2 + 2y^2d^2 - 3d^2 = 0. \quad (3)$$

На рис. 1 показана геометрическая модель профиля пода НТП.

Поверхность камеры НТП имеет расширение (конусность) в сторону выхода продукта, образованного в результате термолизного процесса. Величина «конусности» определяется выражением

$$K = \frac{B_K - B_H}{L}, \quad (4)$$

где  $B_H, B_K$  – начальная и конечная ширина камеры НТП;

$L$  – длина камеры НТП.

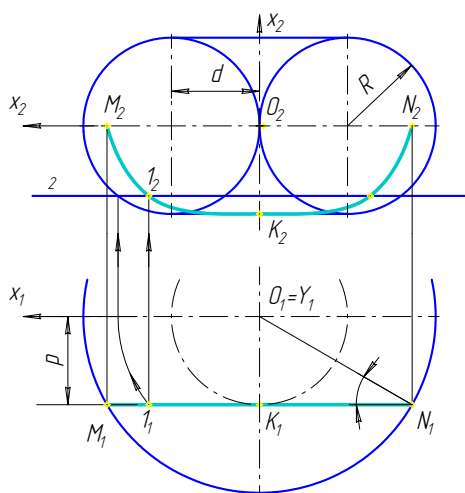


Рис. 1. Геометрическая модель профиля пода НТП

Покажем зависимость параметров образующего тора и секущей плоскости с параметром ширины камеры НТП (рис. 1).

Из треугольника  $O_1K_1N_1$  имеем  $K_1N_1 = O_1N_1 \cos \alpha$  т.к.  $O_1N_1 = 2d$  то  $d = \frac{K_1N_1}{2 \cos \alpha}$

Замечая, что  $\alpha=30^\circ$ , а  $K_1N_1 = \frac{1}{2}M_1N_1 = \frac{1}{2}B$ , получим

$$d = 0,273 B \quad (5)$$

Таким образом, для построения геометрической модели профиля пода камеры НТП в любом промежуточном сечении необходимо вначале определить ширину  $B$  камеры НТП, учитывая величину «конусности» (4), затем из выражения (5) определить параметр  $d$ . После чего строим профиль пода камеры, имея в виду, что для замкнутого тора  $d=R=\rho$  (рис.1).

Под камер НТП по отношению к своду выполнен с уклоном в сторону выхода готового продукта. Величина этого уклона изменяется в пределах от  $6^\circ$  до  $22^\circ$ . Это позволяет уменьшить усилие проталкивания рабочей массы внутри камеры на величину от 10 до 37 процентов массы продукта. Минимальное значение уклона считается типовым конструкторским решением, так как оно соответствует расширению поперечного размера внутренней поверхности камеры (конусности) в сторону выхода продукта. Максимальное значение уклона следует принять при переработке недостаточно подготовленного сырья с нестабильными физико-механическими и технологическими свойствами.

На рис. 2 показан теоретический чертеж и основные параметры камеры НТП.

Конструктивные элементы НТП выполняются из жаропрочного бетона, специальной керамики или композиционных материалов.

Полученная геометрическая модель камеры термолизного агрегата может быть использована конструкторами при проектировании реальных НТП. Геометрические характеристики поверхности камеры создают предпосылки для повышения стабильности процесса продвижения рабочей массы продукта за счет удержания его по оси перемещения, что в свою очередь снижает вероятность адгезионного взаимодействия его со стенками камеры.

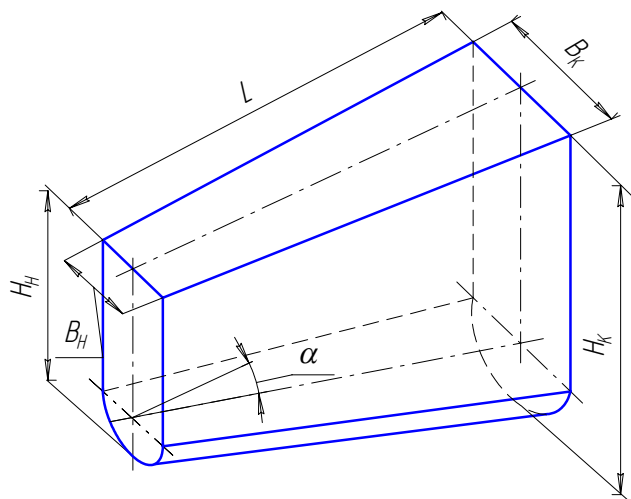


Рис.2. Теоретический чертеж поверхности камеры НТП

**Список литературы:** 1. Парфенюк А.С. Крупномасштабная комплексная переработка твердых углеродистых промышленных и бытовых отходов. — Кокс и химия, 2001. №5, с.41-43. 2. Савелов А.А. Плоские кривые. — М., Физматгиз, 1960.—290 с.



## АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА ПК8МА

Петрушкин Г.В., Маринич А.В. (каф.ГМ, ДонНТУ г.Донецк, Украина)

Роторный исполнительный орган комбайна ПК8МА (рис.1) состоит из: забурника 1 и двух соосно расположенных планшайб – наружной (крестовины) 2 и внутренней (бура) 3, вращающихся в противоположных направлениях. Последнее необходимо для обеспечения устойчивости комбайна в целом относительно его продольной оси. В настоящее время ОАО «Ясиноватский машиностроительный завод» выпускает проходческие комбайны ПК8МА, базовая модель которых предполагает использование двухлучевого бура (рис.1,а). Из рассмотрения схемы разрушения забоя таким исполнительным органом следует, что в данном случае, как на буре, так и на крестовине реализуется шахматная схема резания, что является не совсем рациональным /1/. Кроме того, в результате научно-исследовательской работы /2/ было установлено, что момент сил сопротивления на крестовине в характерных режимах работы комбайна в 1,8 раза превышает момент сил сопротивления на буре.

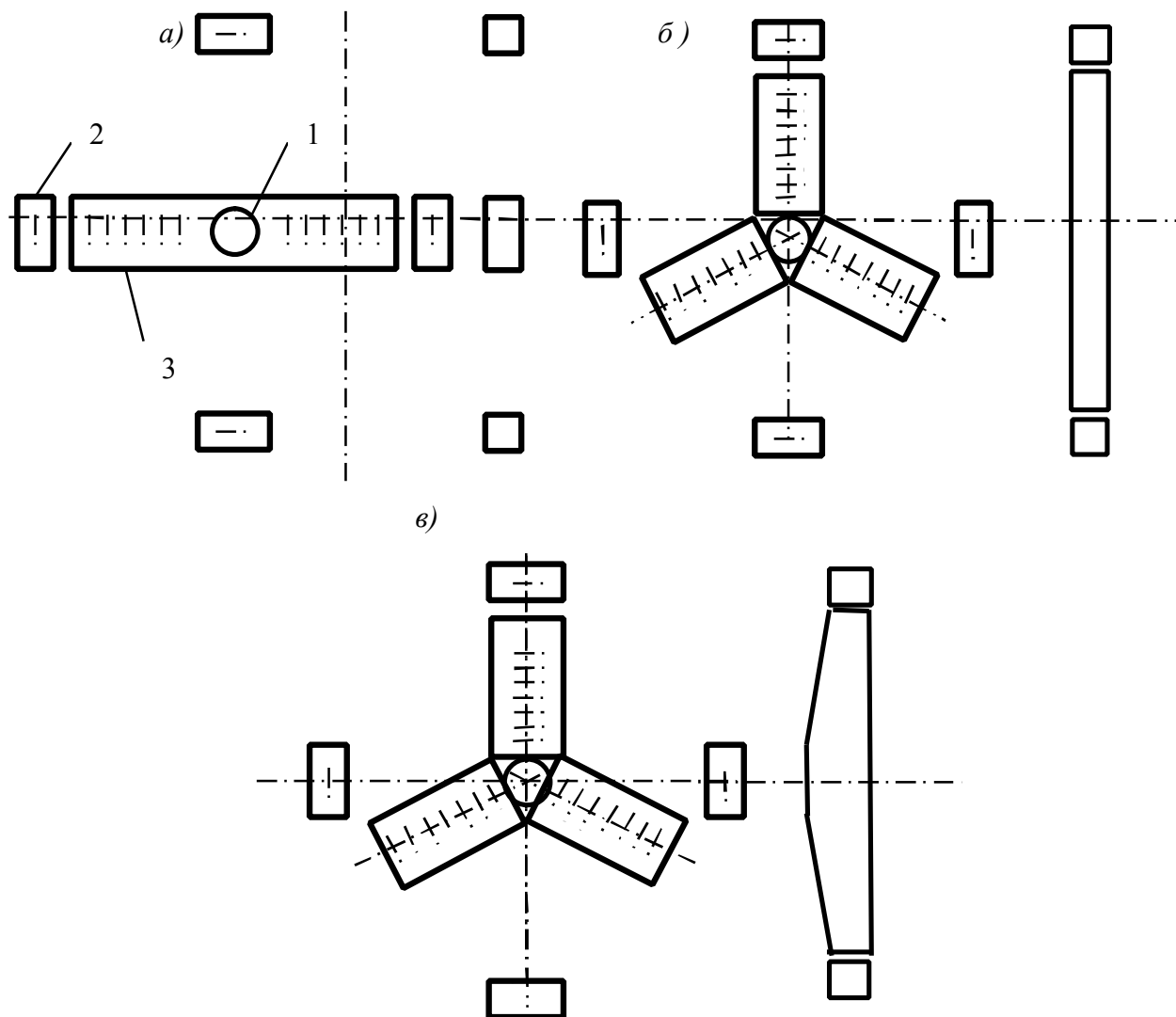


Рис.1. Конструкции роторного исполнительного органа комбайна ПК8МА

В рамках выполнения работ по совершенствованию выпускаемой продукции Ясиноватским машзаводом была разработана конструкция исполнительного органа комбайна ПК8МА, принципиальной особенностью которой явилось наличие трехлучевого бура (рис.1,б). Из анализа схемы набора резцов на исполнительном органе следует, что размещение резцов на крестовине осталось прежним, тогда как резцы на буре распределены по трем симметричным лучам при тех же радиусах установки и шагах резания, что и на двухлучевом буре. Это дает основание считать, что силовая неуравновешенность исполнительного органа осталась на прежнем уровне. Схемы разрушения забоя в данном случае является комбинированной, поскольку инструмент расставлен так, что образуются группы резцов, осуществляющих разрушения по шахматной схеме, а внутри групп отдельные резцы разрушают массив по последовательной схеме. Очевидно, такая схема разрушения забоя является менее энергоемкой по сравнению с рассмотренной ранее.

Нами предлагается конструкция исполнительного органа (рис.1,в), предполагающая наличие трехлучевого бура, выполненного в виде усеченного конуса с одновременным перераспределением числа линий резания на крестовине и бура. Такая конструкция позволит повысить устойчивость комбайна за счет уравновешенности исполнительного органа в целом и снизить энергоемкость процесса разрушения за счет реализации подрезного режима резания. Соответствующие рекомендации переданы ОАО «Ясиноватский машиностроительный завод» для дальнейшего использования.

**Список литературы:** 1. Кутковой И.В. Определение рациональных режимов разрушения сильвинито-галитовых пластов шнековыми очистными комбайнами: Дис...канд. техн. наук.-Донецк, 1989.-180с. 2. Петрушкин Г.В. и др. Экспериментальные исследования режимов работы основных систем проходческого комбайна ПК8МА/Разработка месторождений полезных ископаемых.- Киев: Техника. Вып.88.1991.-с.45-47.

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ИМПУЛЬСНОГО ПРОЦЕССА

**Ревенко А.Г., Чашко М.В.** (каф. ЭМиТОЭ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Работа посвящена передаче энергии импульсами. Актуальность темы обусловлена возможностью уменьшить потери энергии в передающих линиях благодаря этой технологии.

В настоящее время энергия и механическая и электрическая передается от источника к нагрузке аналоговым, непрерывным образом. При этом в линии передачи возникают потери – на трение, если передается энергия механическая, или в активном сопротивлении проводника, если это энергия электрического тока. Но энергию можно передать с меньшими потерями за счет уменьшения длительности ее передачи по линии.

Ц е л ь настоящей статьи – обосновать технологию передачи энергии, уменьшающую потери энергии в линии передачи.

Идея технологии использует то обстоятельство, что энергия, рассеянная в сопротивлении линии передачи, зависит от тока (скорости) и длительности его протекания, а энергия запасенная зависит только от тока (или скорости в случае запасания кинетической энергии). Ниже выполнен анализ передачи электрической энергии, для слу-

чая механической можно интерпретировать выводы на основании аналогий ток – скорость, индуктивность – масса и т.д.

Процесс передачи энергии от источника с напряжением  $U$  в нагрузку  $R_H$  по линии сопротивлением  $R_L$  обеспечивается ключами  $K_1$ ,  $K_2$ ,  $K_3$  и индуктивностью  $L$  (рис 1). Сначала замыкается  $K_1$ , по линии  $R_L$  протекает ток, создающий магнитный поток в индуктивности  $L$ . Энергия источника преобразуется в энергию магнитного поля. Затем замыкается  $K_2$  и размыкается  $K_1$ , энергия магнитного поля «запирается» в индуктивности  $L$ . Затем замыкается  $K_3$  и размыкается  $K_2$ , энергия передается в нагрузку  $R_H$ . При замкнутом  $K_1$  [1, с. 30]

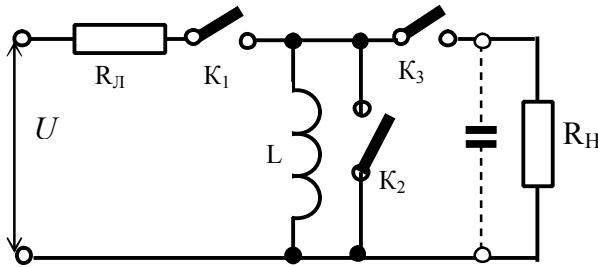


Рис. 1. Принцип передачи энергии импульсами

индуктивности  $L$ . Энергия источника преобразуется в энергию магнитного поля. Затем замыкается  $K_2$  и размыкается  $K_1$ , энергия магнитного поля «запирается» в индуктивности  $L$ . Затем замыкается  $K_3$  и размыкается  $K_2$ , энергия передается в нагрузку  $R_H$ . При замкнутом  $K_1$  [1, с. 30]

$$i = \frac{U}{R_L} (1 - e^{-\frac{t}{\tau}}), \quad \tau = \frac{L}{R_L}. \quad (1)$$

Тут обозначены:  $U$  – напряжение источника энергии,  $i$  – ток линии,  $R_L$  – сопротивление линии активное,  $L$  – индуктивность.  $\tau$  – электромагнитная постоянная времени цепи линия – индуктивность.

Энергия, запасенная в индуктивности в течение замкнутого состояния ключа  $K_1$

$$W_L = \int_0^{t_H} e i dt = \frac{U^2 \tau}{2 R_L} (1 - e^{-\frac{t_H}{\tau}})^2, \quad (2)$$

где  $e = -L di / dt$ ,

$t_H$  – длительность импульса – отрезок времени, при котором замкнут  $K_1$ .

Энергия, переданная от источника в магнитное поле индуктивности в течение  $t_H$

$$W_\Sigma = \int_0^{t_H} u i dt = \frac{U^2 \tau}{R_L} [ \frac{t_H}{\tau} - (1 - e^{-\frac{t_H}{\tau}}) ]. \quad (3)$$

После замыкания  $K_2$  и размыкания  $K_1$  энергия, запасенная в индуктивности  $L$ , не изменяется.

Существенно, что энергия не возвращается в источник, не рассеивается в сопротивлении линии. При замыкании  $K_3$  и размыкании  $K_2$  энергия из индуктивности переходит в нагрузку практически полностью в течение отрезка времени  $t \cong 2L/R_H$ .

Конденсатор не является обязательным элементом: если в нагрузке ток преобразуется по частоте или напряжению, то энергию удобнее получать импульсами.

КПД описанного способа передачи энергии определяется из выражений (2) и (3).

$$\eta_H = \frac{W_L}{W_\Sigma} = \frac{1}{2} \cdot \frac{(1 - e^{-t_H/\tau})^2}{t_H/\tau - (1 - e^{-t_H/\tau})}. \quad (4)$$

Эта зависимость представлена на рис. 2. в функции отношения длительности импульсов к постоянной времени линии.

Из графика следует, что КПД передачи можно повысить уменьшением длительности импульсов или увеличением постоянной времени за счет увеличения индуктивности при том же сопротивлении линии.

Сравнение КПД импульсной (дискретной) и традиционной (аналоговой) передач

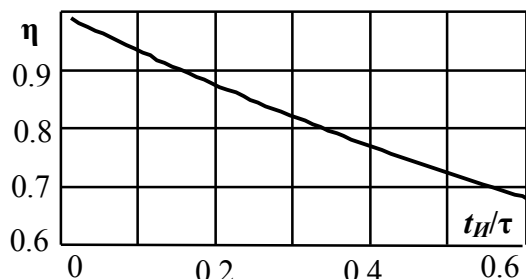


Рис. 2. Зависимость КПД от длительности импульсов

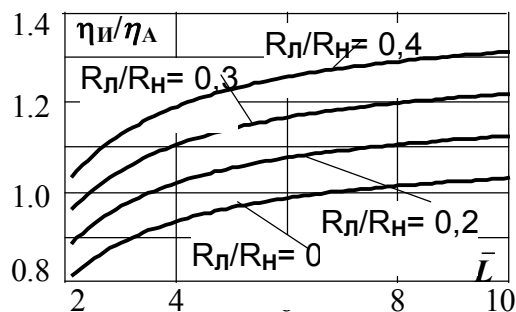


Рис. 3. Изменение КПД при импульсной передаче энергии

выполнено при условии, что КПД аналоговой передачи

$$z_A = R_H / (R_H + R_L) = (1 + R_L / R_H)^{-1}. \quad (5)$$

Тогда

$$\frac{z_{II}}{z_A} = \frac{0.5(1 - e^{-\bar{L}^{-1}})^2}{\bar{L}^{-1} - (1 - e^{-\bar{L}^{-1}})} \cdot (1 + R_L / R_H) \quad (6)$$

Эта зависимость представлена на рис. 3. как функция индуктивности  $\bar{L} = L / R_L t_{II}$  при разных  $R_L / R_H$ . Из графика видно, что КПД импульсной передачи может быть выше, чем аналоговой. Причем тем выше, чем больше активное сопротивление линии. КПД растет также при увеличении индуктивности, в которой запасается энергия.

Передаваемая мощность — это количество энергии, переданное в нагрузку за период импульсов. Минимальная длительность периода составляет длительность импульса  $t_{II}$ . Из выражения (2) следует, что максимальная мощность, которую можно передать,

$$P_{2II} = \frac{W_L}{t_{II}} = U_H^2 \frac{(1 - e^{-t_{II} / \Phi_L})^2}{2R_L t_{II} / \Phi_L}, \quad (7)$$

где  $U_H$  — напряжение источника в импульсе.

Интересно сравнить мощность, переданную импульсами, с мощностью в аналоговом процессе передачи при тех же сопротивлениях линии и нагрузки.

Мощность, переданная аналоговым образом постоянным током

$$P_{2A} = U_A^2 R_H / (R_H + R_L)^2, \quad (8)$$

отношение к ней импульсной

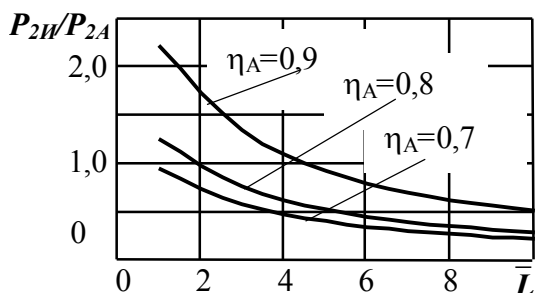


Рис. 4. Изменение переданной мощности при передаче импульсами

$$\bar{P}_2 = \frac{P_{2II}}{P_{2A}} = \frac{U_H^2}{U_A^2} \cdot \frac{(1 - e^{-t_{II} / \Phi_L})^2}{2t_{II} / \Phi_L} \left( \sqrt{\frac{R_H}{R_L}} + \sqrt{\frac{R_L}{R_H}} \right)^2 \quad (9)$$

Эта зависимость показана на рис. 4 в функции индуктивности. Из графика видно, что с увеличением индуктивности переданная мощность уменьшается. То есть, увеличением индуктивности (уменьшением длительности импульсов) можно увеличить КПД, но за счет уменьшения переданной мощности.

Уменьшение переданной мощности при повышении КПД может быть компенсировано увеличением напряжения источника при импульсной передаче, так как отношение мощностей пропорционально квадратам напряжений. Но решающим фактором при оценке целесообразности импульсной передачи энергии является возможность энергосбережения.

Энергосбережение понимается как снижение мощности, потребленной от источника энергии при той же переданной мощности. На основании формул (4) и (5)

можно записать отношение мощностей, потребляемых от источника энергии, при импульсной и аналоговой передачах:

$$\frac{P_{II}}{P_{IA}} = \frac{2[t_H / \Phi_L - (1 - e^{-t_H / \Phi_L})]}{(1 - e^{-t_H / \Phi_L})^2 (1 + R_L / R_H)} \quad (10)$$

Зависимость этого отношения от индуктивности представлена на рис.5 для разных КПД передачи постоянным током.

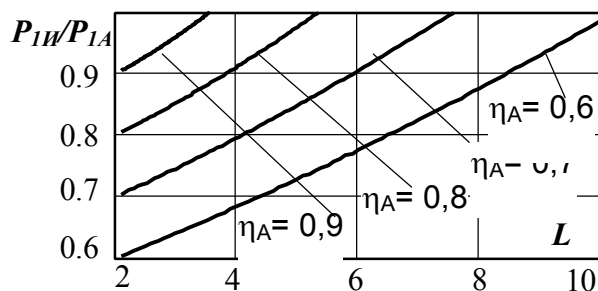


Рис.5. Снижение потребляемой мощности

Из графика видно, что с уменьшением индуктивности (уменьшением длительности импульсов) снижается мощность, которую отдает источник энергии при той же мощности нагрузки. Причем, чем меньше КПД аналоговой передачи, тем больше экономится энергии.

Выводы. Передача энергии импульсами уменьшает потребление энергии по сравнению с аналоговой передачей при той же переданной мощности. Это происходит за счет уменьшения расхода мощности в активном сопротивлении линии передачи. Экономия энергии тем больше, чем меньше КПД исходной, аналоговой передачи.

**Список литературы.** 1. Гинзбург С.Г. Методы решения задач по переходным процессам в электрических цепях. – М.: «Высшая школа», 1967.-388с. 2. Нейман Л.Р., Демирчян К.С. Теоретические основы электротехники: В 2х т.Л.: Энергоиздат, 1981, т.1 – 536 с.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА КА-80 ПРИ ЕГО ПРОЕКТИРОВАНИИ ДЛЯ КОНКРЕТНЫХ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

**Тарасенко В.А., Мотин Н.Н., Пьянов В.В.**

(кафедра «Горные машины», ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

На предприятиях угольной промышленности Украины проводится большой объем очистных работ. В настоящее время объем механизации добычных работ составляет около 700 млн. т. При этом для значительного количества очистных комбайнов, находящихся в эксплуатации не устанавливались рациональные режимы разрушения массива исполнительными органами для условий их эксплуатации. В связи с этим существует запас в повышении производительности комбайнов, снижения энергозатрат и прочих эксплуатационных затрат при переводе комбайнов в рациональные режимы их эксплуатации. Таким образом выбор рациональных режимных параметров используемых очистных машин с целью повышения эффективности их эксплуатации и, в итоге, повышения производительности всего комплекса оборудования является актуальным и необходимым.

Для выбора рациональных средств механизации и их параметров для горно-геологических условий пласта  $l_4$  шахты «им. А.Ф. Засядько» проводился анализ оптимальных режимов работы четырех очистных комбайнов – 1К103М, 1К101У, 1К101УД и КА-80, применимых на этом пласте.

Выбор оптимального режима работы для каждого из комбайнов осуществлялся расчетным путем и с использованием графо-аналитического способа - при помощи по-

строения номограмм режимов работы. Основными параметрами, определяющими эффективность использования комбайнов были максимально возможная производительность и минимальные удельные энергозатраты.

Результаты расчетов технико-экономических показателей четырех типов комбайнов приведены в табл. 1. В табл. 1:  $V_{opt}$  – оптимальная скорость перемещения комбайна,  $P_{opt}$  – мощность на валу электродвигателя при работе комбайна в оптимальном режиме,  $Q_{экс}$  – эксплуатационная производительность,  $Q_{см}$  – сменная производительность,  $W_{opt}$  – удельные энергозатраты.

Таблица 1. Техничко-экономические показатели возможных вариантов средств механизации забоя

Показатель	Размерность	Очистной комбайн			
		1К103М	1К101У	1К101УД	КА80
$V_{opt}$	м/мин	1.89	1.7	5.2	5.0
$P_{opt}$	кВт	108	111	146	143
$Q_{экс}$	т/ч	73.6	51.6	97.2	119
$Q_{см}$	т/см	423	297	559	685
$W_{opt}$	кВт·ч/т	0.824	1.28	0.550	0.436

Как видно из табл. 1 наиболее удачным по сравниваемым показателям является комбайн КА-80, который обеспечивает наибольшую производительность при минимальных удельных энергозатратах. В связи с этим для дальнейших расчетов был принят этот комбайн.

При решении задачи оптимизации для комбайна КА-80, наряду с главными оптимизируемыми параметрами  $V_{opt}$ ,  $Q_{см}$  и  $W_{opt}$ , принимались скорость резания  $V_p$  (частота вращения исполнительного органа) и схема набора режущего инструмента.

Поскольку уголь в разрабатываемом пласте хрупкий  $E = 3.65$  и  $A_p = 235$  кН/м, то целесообразно выбрать сборку редуктора привода исполнительного органа с меньшей частотой вращения, т.е. заменить  $n = 66.5$  об/мин на  $n = 54.6$  об/мин.

Для обеспечения неизменной максимальной высоты барабанного исполнительного органа и неизменного расположения режуще-приводной цепи барабана была разработана новая схема набора с толщинами стружки наиболее близкими к расчетным оптимальным. Для оптимальной скорости подачи  $V_{opt} = 5.0$  м/мин получим:

- оптимальные толщины стружки:

- забойная группа:  $t_z = 6.2$  см;
- группа на цепи:  $t_k = 4.3$  см;
- крайняя кутковая группа:  $t_{kk} = 2.8$  см;

- количество линий резания:

- забойная группа:  $n_{лрз} = 15$ ;
- группа на цепи:  $n_{лрк} = 4$ ;
- кутковая группа:  $n_{лрkk} = 2$ ;

При этом будет обеспечена максимальная высота барабана  $H_b = 1.135$  м.

На рис. 1 приведена номограмма выбора режима работы комбайна КА-80 с новыми параметрами.

На номограмме приведены следующие зависимости:

– зависимость мощности  $P$  (кВт), затрачиваемой электродвигателем комбайна от скорости его подачи – линейная характеристика. Мощность двигателя затрачивается на разрушения угля резцами и погрузку угля на конвейер, перемещение самой машины осуществляется вынесенной системой подачи ВСП2;

- зависимость удельных энергозатрат  $W$  (кВт·ч/т) от скорости подачи комбайна (мощность  $P$  отнесенная к производительности  $Q$ );
- устойчивая мощность электродвигателя  $P_{уст} = 148$  кВт;
- теоретическая производительность  $Q_m$ , т/ч;
- техническая производительность  $Q_{тех}$ , т/ч;
- эксплуатационная производительность  $Q_3$ , т/ч;
- производительность, ограниченная продолжительностью включения электродвигателя  $Q_{ПВ}$ , т/ч;
- эксплуатационная производительность  $Q_3 = 119$  т/ч для оптимальной скорости перемещения комбайна;
- мощность электродвигателя как функция продолжительности включения (ПВ) - тепловая характеристики электродвигателя.

Установление и анализ рациональных режимов работы рассматриваемых очистных комбайнов показал, что при использовании комбайна КА-80 с измененной схемой набора инструмента и скорости резания производительность комплекса составляет 685 т/смену, удельные энергозатраты 0.381 кВт·ч/т, мощность двигателя в оптимальном режиме работы 125 кВт, что по удельным энергозатратам и мощности двигателя в оптимальном режиме работы на 13% меньше, чем для наилучшего варианта для рассмотренных четырех комбайнов.

Таким образом выполненные расчеты и выбор средств механизации добычной лавы и их параметров позволяет осуществлять более эффективную выемку угля в заданных условиях, а также снизить затраты на замену изношенного инструмента и энергозатраты, что может быть рекомендовано для внедрения на данном горном предприятии.

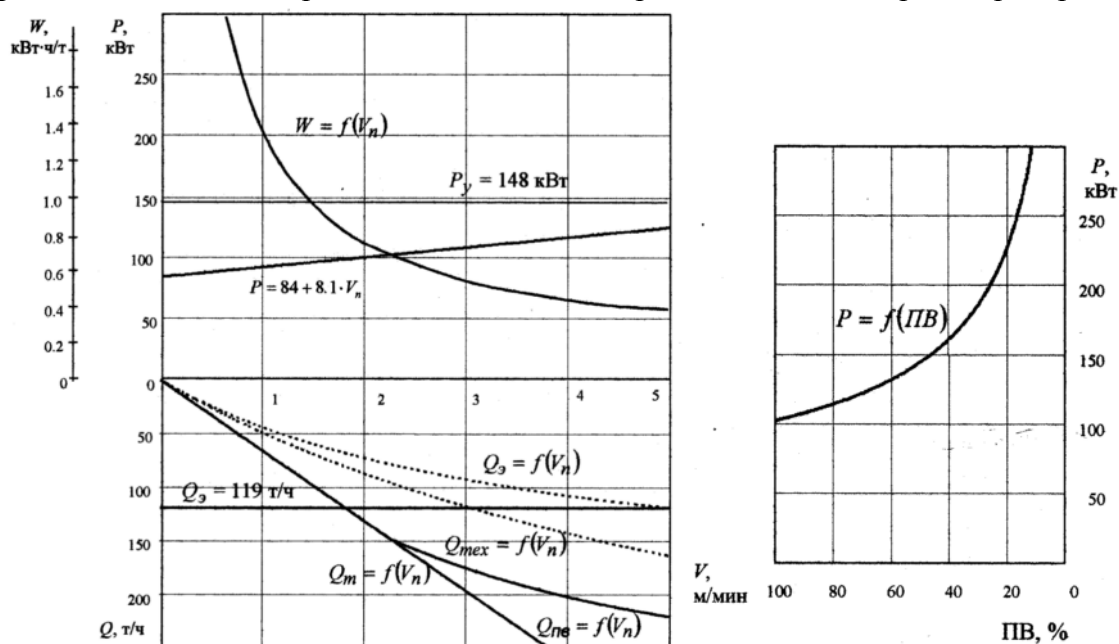


Рис.1. Номограмма выбора режима работы комбайна КА-80 с новыми параметрами

**Список литературы:** 1. Топорков А.А. Машинист горных выемочных машин – М.: Недра, – 1991. – 334 с.

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПИТАТЕЛЯ ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА 4ПП2М ПОВЫШЕННОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

**Тарасенко В.А., Панков М.А.**

(каф. «Горные машины», ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Одним из наиболее трудоемких технологических процессов на горном предприятии наряду с добычей полезного ископаемого является проведение горных выработок. Как показала практика общая трудоемкость подготовительных работ составляет около 20 % от трудоемкости работ по добыче полезного ископаемого. Проведение выработок при обеспечении экономически целесообразной производительности возможно при использовании буровзрывного способа или комбайнового. Из этих двух способов буровзрывной менее безопасный и более трудоемкий.

В настоящее время совершенствование комбайнового способа проведения выработок является основным направлением механизации горнопроходческих работ на горных предприятиях Украины. Так на шахтах Донбасса уже эксплуатируется достаточно большой парк проходческой техники. Однако технико-экономические показатели эксплуатации проходческих комбайнов пока не достаточно высоки, вследствие технического несовершенства некоторых узлов и систем машин. Это свидетельствует об актуальности и важности повышения надежности и производительности проходческих комбайнов при проведении выработок за счет совершенствования их конструкций.

Одним из наиболее распространенных на шахтах Украины проходческих комбайнов является комбайн 4ПП2М, выпускаемый Ясиноватским машиностроительным заводом. Опыт эксплуатации комбайнов этого типа показал наличие некоторых конструктивных недостатков, одним из которых является недостаточно высокая надежность системы погрузки отбитой горной массы на встроенный в комбайн конвейер. Это обусловлено достаточно сложной конструкцией привода нагребавших лап, наличием большого количества зубчатых передач редукторов, снижающих эксплуатационные свойства комбайна, а также наличия электропривода питателей на более ранних конструкциях.

Рабочими элементами питателя комбайна 4ПП2М базовой конструкции являются нагребавшие лапы, совершающие непрерывные качающиеся движения и осуществляющие погрузку горной массы на скребковый конвейер.

В настоящее время за рубежом весьма перспективным считается погрузочное устройство, выполненное в виде шестилучевой звезды (рис. 1). Погрузочная звезда данной конструкции обеспечивает погрузку горной массы с плоскости приемной плиты питателя на скребковый конвейер при непрерывном ее вращении. Выбор профиля звезд, кинематической схемы редуктора, скоростей их вращения осуществляется исходя из условия обеспечения необходимой производительности а также с учетом ограничения скорости взаимодействия горной массы с металлической поверхностью звезды во избежание возникновения фрикционного искрения.

Опыт эксплуатации таких погрузочных устройств в зарубежных комбайнах показал их увеличенную производительность и надежность по сравнению с нагребавшими лапами, что является актуальным для отечественных проходческих машин.

В усовершенствованной конструкции питателя комбайна 4ПП2Му на рабочем столе питателя располагаются две шестилучевые звезды аналогично двум нагребавшим лапам базовой конструкции комбайна. Для повышения надежности питателя была предложена упрощенная кинематическая схема привода исполнительных органов.



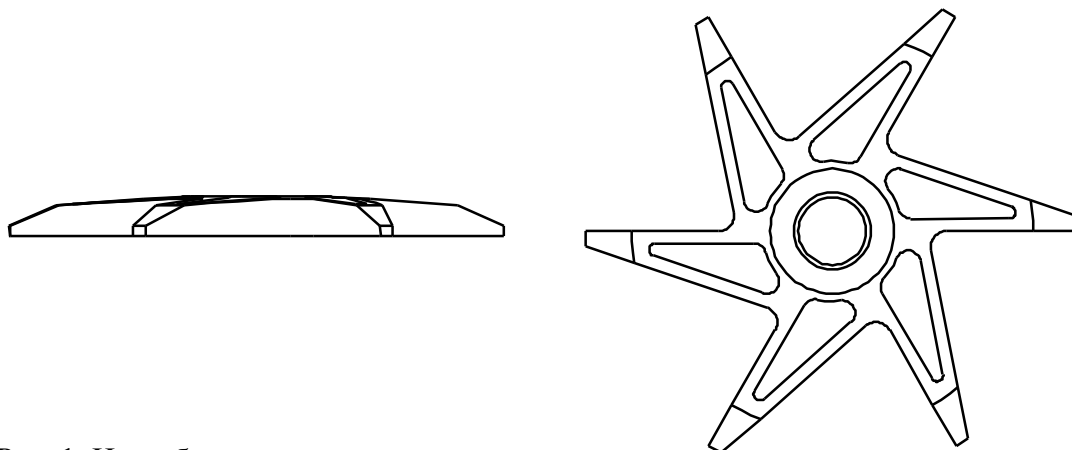


Рис. 1. Нагребающая звезда питателя

Кинематическая схема привода нагребающей звезды представлена на рис. 2. Каждый рабочий орган питателя оснащается независимым гидравлическим приводом. Крутящий момент от гидромотора 1 передается трехступенчатым редуктором 2 с двумя паразитными колесами 3 на нагребающую звездочку 4. Использование для привода питателя гидромоторов обусловлено близостью обводненной почвы выработки и возможностью попадания влаги на двигатели. Для электродвигателей это является причиной короткого замыкания и выхода их из строя.

Предлагаемая конструкция нагребающих устройств питателя и их привода для проходческого комбайна типа 4ПП2М, решают достаточно актуальную задачу по повышению производительности комбайна по погрузке горной массы на конвейер и повышению его надежности за счет использования редукторов более простой конструкции и замены электропривода на гидропривод.

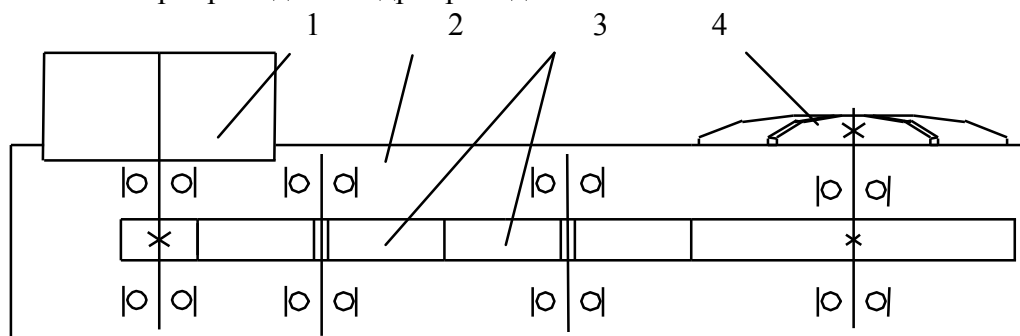


Рис. 2. Кинематическая схема привода нагребающей звезды

Данные разработки могут использоваться как заводом-изготовителем комбайна для оснащения вновь выпускаемых машин, так и горными предприятиями при замене имеющихся на комбайнах питателей на новые.

**Список литературы:** 1. Яцких Г.В., Спектор Л.А., Кучерявый А.Г. Горные машины и комплексы. – М.: Недра. – 1984. – 400 с.

## ПОВЫШЕНИЕ БЕЗОТКАЗНОСТИ И РЕМОНТОПРИГОДНОСТИ МЕХАНИЗМОВ КЛЕЩЕВЫХ КРАНОВ ОАО «МакМК»

**Черных С.А., Сидоров В.А.** (кафедра МОЗЧМ, г.Донецк, ДонНТУ)

Мостовые краны являются распространенным типом грузоподъемных машин и служат основным средством внутрицехового транспорта. Выход их из технологической линии несет за собой большие убытки. С каждым годом качественные требования и объемы производства увеличиваются - это должно вести к улучшению работы металлургического оборудования.

В связи с этим было принято решение выполнить реконструкцию клещевого крана колодцевого типа – выполнить модернизацию механизмов подъема и передвижения клещевого крана, включающую замену вертикального редуктора на горизонтальный, выполнение соединения электродвигателя без трансмиссии с редуктором. Благодаря модернизации механизмов подъема и передвижения клещевого крана, повысится долговечность, безотказность и ремонтпригодность, упростится обслуживание его механизмов, уберутся лишние связи, улучшатся условия эксплуатации.

Механизм подъема предназначен для осуществления вертикального перемещения груза, а механизм передвижения - для его горизонтального перемещения вдоль моста, т.е. поперек цеха.

Механизм передвижения крана расположен вдоль главных балок на уровне нижнего пояса. Отличительной особенностью этого механизма является то, что для уменьшения давления на подкрановые рельсы мост передвигается на 8 ходовых колесах, из которых два приводные. Кинематическая схема механизма передвижения содержит отдельные приводы. Электродвигатель, соединенный муфтой с редуктором, передает движение на ведущие колеса. Вал приводного колеса соединен с тихоходным валом редуктора промежуточным валом и зубчатыми муфтами. На полумуфте быстроходного вала редуктора установлен тормоз.

Механизм подъема крана расположен на тележке главного подъема. Кинематическая схема включает один привод, в составе которого имеется редуктор с двигателем, соединенный через трансмиссионный вал с двумя зубчатыми муфтами. На тихоходном валу редуктора установлен барабан.

С целью определения наиболее изнашиваемых узлов и деталей был проведен анализ работы кранов №1, №2, №3, №4 на блюминге ОАО «МакМК» за 3 месяца (декабрь 2002 г., январь и февраль 2003г.). Это позволило определить наиболее характерные виды повреждений. Данный анализ был подкреплен сделанными снимками о наиболее изнашиваемых узлах данных механизмов клещевого крана (рисунок 1).

На рисунке 1а показано кольцо подшипника первой передачи редуктора механизма передвижения, на котором отмечен осповидный износ рабочей поверхности. Осповидный износ возникает при трении качения, переменных или знакопеременных нагрузках и высоких давлениях, достигающих предела выносливости. Многократные нагрузки вызывают усталость материала и, как следствие, на плоскостях максимальных напряжений внутри детали зарождаются трещины. Их развитие приводит к разрыву контактной поверхности, что принципиально изменяет характер взаимодействия деталей. Возможная причина – не правильная центровка.

На рисунке 1б показана часть трансмиссионного вала механизма передвижения, на котором наблюдается износ посадочного места подшипниковой опоры. Возможная причина – неверная выверка оборудования. На рисунке 1в показана первая передача

редуктора механизма передвижения, где имеет место абразивный износ, причинами которого являются некачественная обработка, либо неправильная центровка.



Рис. 1. Повреждения деталей клещевого крана: а – внутреннее кольцо подшипника первой передачи редуктора механизма передвижения крана; б – трансмиссионный вал механизма передвижения крана; в – быстроходный вал вертикального редуктора механизма передвижения

Объединяя выше изложенные узлы, можно сказать, что основными причинами выхода из строя клещевых кранов являются неправильная центровка валов, загрязненная смазка, попадание абразивных частей в узлы трения механизма, выкрашивание контактирующих поверхностей, скол зубчатых колес.

В результате проделанного анализа установлено, что наиболее изнашиваемыми узлами механизмов являются трансмиссионные валы, соединительные муфты, вертикальные редукторы. В этих условиях целесообразно на механизме подъема убрать трансмиссионный вал между двигателем и редуктором, а на механизме передвижения крана установить горизонтальный редуктор, и приводное ходовое колесо соединить с редуктором через зубчатую муфту без промежуточного вала.

На рисунке 2 представлена предлагаемая кинематическая схема механизма передвижения крана, на которой вертикальный редуктор заменен на горизонтальный, а приводное ходовое колесо соединено напрямую с редуктором через муфту.

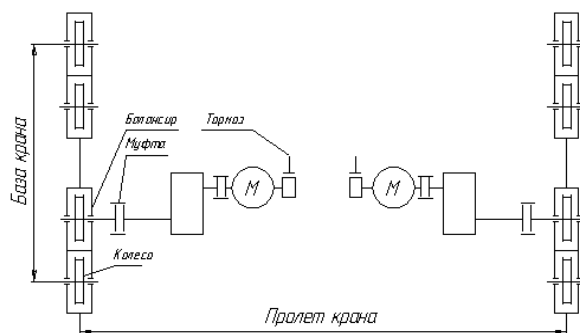


Рис. 2. Предлагаемая кинематическая схема механизма передвижения

Для исключения отказов механизма подъема крана, связанных с промежуточ-

ным валом, предлагается соединить двигатель и редуктор напрямую, без трансмиссионного вала. Кинематическая схема показана на рисунке 3.

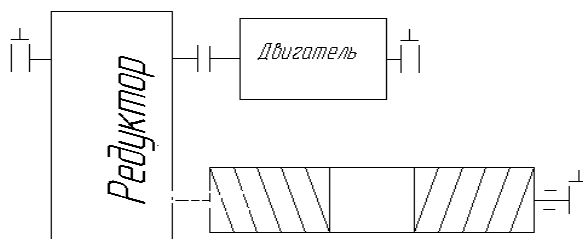


Рис. 3. Предлагаемая кинематическая схема механизма подъема

Правильность предложенных мероприятий была подтверждена расчетом деталей на долговечность.

Коэффициент долговечности первой зубчатой передачи редуктора механизма передвижения крана определяется по формуле [2]:

$$k_d = k_q \times k_t,$$

где  $k_q$  - коэффициент перемещения нагрузки

$$k_q = \sqrt[3]{k},$$

где  $k$  - коэффициент нагружения,  $k=0.75$  - для тяжелого режима работы

$$k_q = \sqrt[3]{0.75} = 0.909;$$

$k_t$  - коэффициент срока службы

$$k_t = \sqrt[3]{\frac{z_p}{z_0}},$$

где  $z_p$  - суммарное число циклов контактных напряжений зуба шестерни быстроходной ступени редуктора

$$z_p = z_T \times u_T,$$

где  $z_T$  - число циклов нагружения

$$z_T = 60 \times n_T \times t_{\text{маш}},$$

где  $n_T$  - частота вращения быстроходного вала редуктора;

$t_{\text{маш}}$  - машинное время работы механизма,  $t_{\text{маш}} = 25000$  ч;

$$z_T = 60 \times 850 \times 25000 = 1,275 \times 10^9;$$

$z_0$  - базовое число контактных напряжений,  $z_0 = 125 \times 10^6$ .

$$k_t = \sqrt[3]{\frac{7.969 \times 10^9}{125 \times 10^6}} = 3.8.$$

$$k_d = 0.909 \times 3.8 = 3.4.$$

В результате проведенного расчета установлено, что срок службы первой передачи редуктора механизма передвижения составляет 11 лет. Фактически - 1...2 года.

Коэффициент долговечности ходового колеса механизма передвижения крана [2]:

$$k_d = k_q \times k_t \times k_{\text{тр}}.$$

где  $k_{\text{тр}}$  - коэффициент, учитывающий влияние тренировки материала,  $k_{\text{тр}} = 1$ ;

$k_t$  - коэффициент срока службы

$$k_t = \sqrt[3]{\frac{z_p}{z_0}},$$

где  $z_p$  - расчетное число циклов нагружения за календарный срок службы детали,

$$z_p = 5252 \times T_{\text{кал}} \times k_t \times k_c \times \text{ПВ} \times n_p,$$

где  $k_t, k_c$  - коэффициент годового и суточного использования механизма,  $k_t = 1$ ,  $k_c = 1$  [3, с.201];

$T_{\text{кал}}$  - рекомендуемый срок службы детали,  $T_{\text{кал}} = 5$  лет [4];

$n_p$  - скорость вращения, об/мин;

ПВ – продолжительность включений;

$k_q$  - коэффициент переменности нагрузки:

$$k_q = \sqrt[3]{\sum \frac{z_i}{z_p} \times \left( \frac{Q_i}{Q_{\text{max}}} \right)^3},$$

где  $\frac{z_i}{z_p} \times \frac{Q_i}{Q_{\text{max}}}$  - принимаются по нагрузочной диаграмме [1].

$$k_q = \sqrt[3]{0.2 \times 1^3 + 0.4 \times 0.75^3 + 0.3 \times 0.195^3 + 1 \times 0.05^3} = 0.719.$$

$$z_p = 5252 \times 43800 \times 1 \times 1 \times 0.4 \times 50 = 4.601 \times 10^9.$$

$$k_t = \sqrt[3]{\frac{4.601 \times 10^9}{125 \times 10^6}} = 3.2.$$

В результате расчетов срок службы ходового колеса равен 15 лет. Фактически срок службы данного узла не превышает 2 лет.

Расчетная долговечность для подшипника №3634 ходового колеса механизма передвижения крана:

$$L = a_{23} \times \left( \frac{C_r}{R} \right)^p \times \frac{10^6}{60 \times n},$$

где  $a_{23}$  - коэффициент, характеризующий совместное влияние на ресурс подшипника качества металла колец, тел качения и условий эксплуатации,  $a_{23} = 0.4$ ;

$C_r$  - грузоподъемность подшипника,  $C_r = 984000$  Н;

$R$  - нагрузка на опору,  $R = 239000$  Н;

$p$  - показатель степени, для роликовых подшипников  $p = 3.333$  [6].

$$L = a_{23} \times \left( \frac{984000}{239000} \right)^{3.333} \times \frac{10^6}{60 \times 50} = 15000 \text{ ч} = 1.8 \text{ года}.$$

В результате проведенного расчета срок службы равен 1.8 лет.

При решении вопросов реконструкции механизма передвижения изменяется схема установки двигателя и редуктора. Первоначально рама имела две площадки: для двигателя и для вертикального редуктора. Особенностью данной схемы является установка двигателя не на одной оси с ходовым колесом.

Предложенное решение (рисунок 4) предусматривает установку горизонтального редуктора и двигателя на одной оси с приводным ходовым колесом, а также установку

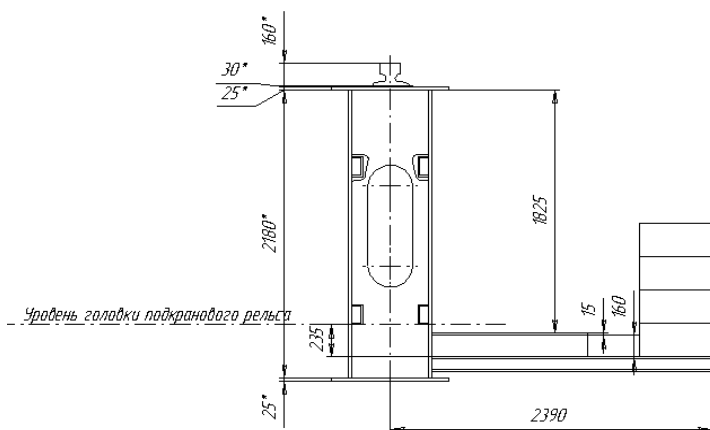


Рис. 4. Измененная рама механизма передвижения

двигателя, редуктора и тормоза на одной площадке, что освободит место на раме механизма передвижения.

Для соединений «приводное ходовое колесо - вал» и «вал - муфта МЗП9» была выбрана посадка с натягом H8/u8. Это позволит соединить данные детали без шпоночных соединений и повысит ремонтпригодность механизма передвижения крана. Для разборки указанных соединений рекомендуется использовать гидропрессовый метод распрессовки. При этом для

распрессовки соединения «вал- муфта МЗП9» расчетное значение давления масла составляет 142.1 МПа, а для соединения «приводное ходовое колесо-вал» – 171.5 МПа.

Данные мероприятия позволяют повысить безотказность и ремонтпригодность клещевого крана с минимальными затратами, что при сегодняшнем экономическом состоянии является одним из актуальных вопросов для обеспечения работоспособности оборудования предприятий черной металлургии.

**Список литературы:** 1. Иванченко Ф.К. Расчет грузоподъемных и транспортных машин. – К.: Вища школа, 1978. – 576 с. 2. Казак С.А. Курсовое проектирование грузоподъемных машин. – М.: Высшая школа, 1989. – 319 с. 3. Расчеты крановых механизмов и их деталей. ВНИИПТМАШ. - М.: Машиностроение, 1971. – 496 с. 4. Казак С.А. Расчеты металлургических машин. М.: Машиностроение, 1973. – 264 с.

## РАЗРАБОТКА ПОВОРОТНОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ ВВОДА СЛИТКОВОЗНОЙ ТЕЛЕЖКИ В ДЕПО РЕМОНТА

Шайдюк А. А., Ошовская Е. В. (каф. МОЗЧМ, ДонНТУ, г. Донецк)

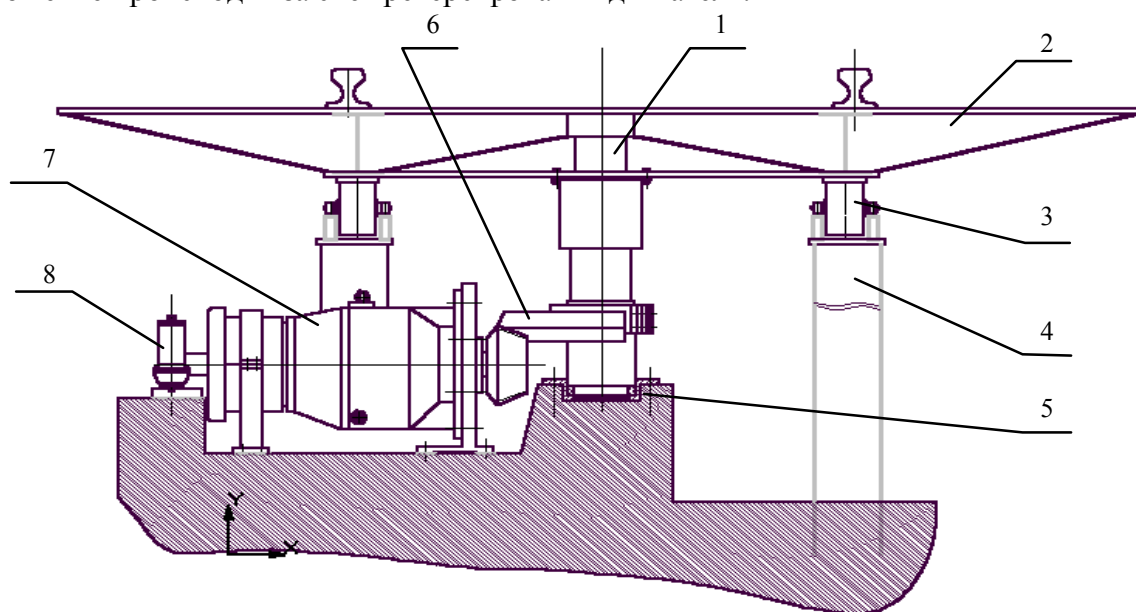
Прокатное производство – завершающий этап металлургического процесса. Слитковоз относится к основному оборудованию обжимного цеха ММЗ «ИСТИЛ (Украина)». Он занимает ведущее место в технологической линии прокатки и его остановка приводит к повышению аварийности в цехе и в конечном итоге сказывается на производительности всего цеха.

Работа слитковоза должна быть безотказной, поэтому в цехе должны быть предусмотрены участки и соответствующее оборудование и инструменты для поддержания и восстановления его работоспособности. В данный момент ремонт слитковоза проводится непосредственно в цехе рядом с ж/д путями, по которым движется слитковоз. Это место не соответствует требованиям техники безопасности и охраны труда, кроме того здесь отсутствуют соответствующее вспомогательное оборудование и инструмент. Все это не может не сказываться на продолжительности и качестве выполнения ремонта.

В связи с этим предложено в обжимном цехе организовать депо ремонтов сли-

ткотовозной тележки, а для разворота ее с технологической оси и ввода в депо установить поворотный стол и специальную лебедку. Предлагаемая конструкция поворотного стола представлена на рисунке 1.

В исходном положении поворотный стол установлен по оси движения слитковоза. Слитковоз заезжает (или посредством крана устанавливается) на раму стола 2, при этом срабатывает конечный выключатель и дает сигнал на включение двигателя 7. Вращение двигателя передается на шестерню конической передачи 6, находящуюся в зацеплении с зубчатым коническим сектором. Сектор установлен на валу 1, который жестко закреплен с рамой. При этом происходит поворот стола на  $90^\circ$ . Рама стола обкатывается по опорным роликам 3 жестко закрепленным на стойках 4 под углом  $120^\circ$ . В конце поворота срабатывает конечный выключатель и двигатель отключается. Торможение механизма осуществляется с помощью тормоза 8. Возврат стола в исходное положение происходит за счет реверсирования двигателя.



1 - вал; 2 - рама; 3 - ролик опорный; 4 - стойка; 5 - узел опоры;  
6 – коническая передача; 7 - мотор-редуктор; 8 – тормоз

Рис. 1. Стол поворотный для ввода слитковозной тележки в депо ремонта

Момент сопротивления повороту стола складывается из моментов от сил трения в опорах вертикального вала и трения на опорных роликах:

$$M_{\text{тр}} = G_{\Sigma} \cdot f \cdot \frac{d_{\text{ц.в}}}{2} + G_{\Sigma} \cdot f^1 \cdot R_{\text{кат}},$$

где  $G_{\Sigma}$  – суммарная сила тяжести стола и слитковозной тележки, Н;

$f$  – коэффициент трения качения в подшипнике вала, м;

$d_{\text{ц.в}}$  – диаметр цапфы вала, мм;

$R_{\text{кат}}$  – радиус обкатывания роликов, м;

$f^1$  – коэффициент трения приведенный:

$$f^1 = \frac{f \cdot d_{\text{ц}} + 2k}{D_p} k_p,$$

где  $f$  – коэффициент трения скольжения в подшипниках ролика;

$d_{ц}$  – диаметр цапфы оси ролика, м;

$k$  – коэффициент трения качения ролика по направляющей, м;

$k_p$  – коэффициент, учитывающий дополнительные сопротивления;

$D_p$  – диаметр ролика, м.

Для условий обжимного цеха ММЗ «ИСТИЛ (Украина)» было принято  $G_{\Sigma} = 180000$  Н;  $d_{ц.в} = 0,18$  м;  $R_{кат} = 0,8$  м;  $D_p = 0,2$  м, при этом момент сопротивления составил  $M_{тр} = 3483$  Н·м. С учетом угловой скорости поворота стола  $\omega = 0,3$  с<sup>-1</sup> необходимая мощность двигателя равна 1,48 кВт. По полученному значению был выбран мотор-редуктор типа МП02-18 [1] со следующими характеристиками: мощность  $P = 1,5$  кВт, частота вращения двигателя  $n_{дв} = 1410$  мин<sup>-1</sup>, передаточное число редуктора  $u_p = 208$ .

Проектирование открытой конической передачи выполнялось по условиям прочности. В результате найдены геометрические и кинематические параметры передачи: передаточное отношение  $U_{зп} = 2,5$ ; число зубьев шестерни  $z_1 = 20$ ; число зубьев колеса  $z_2 = 50$ ; внешний окружной модуль  $m_{te} = 14$ .

Диаметр вертикального вала в опасном сечении конструктивно принят равным  $d_b = 200$  мм. Последующие прочностные расчеты подтвердили правильность данного решения. Из каталога фирмы SKF в качестве опор вертикального вала выбраны два роликовых радиально-упорных подшипника №32936 и шариковый однорядный упорный подшипник № 51136.

В металлоконструкцию стола входит опорное кольцо, изготавливаемое из двух сваренных швеллеров.

При определении размера швеллеров опорное кольцо рамы рассматривалось как криволинейный брус, нагруженный тремя сосредоточенными силами. Расчетная схема представлена на рисунке 2.

Сосредоточенные силы представляют собой реакции опорных роликов от действия суммарной силы тяжести слитковозной тележки и металлоконструкции стола. Под действием этих сил возникает изгибающий момент в опорном кольце, который определяется по формуле [2]:

$$M_{и} = \sum_{i=1}^3 P_i \cdot r \cdot \chi_{lp}(\varphi_i),$$

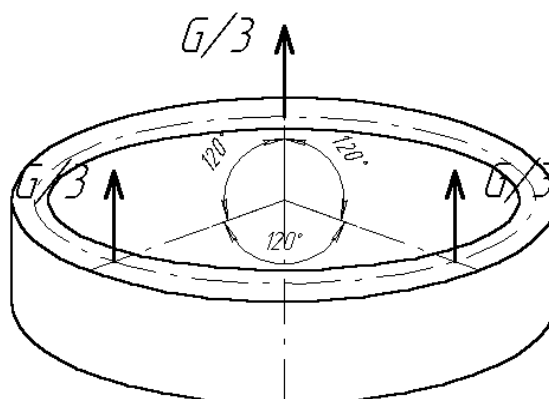


Рис. 2. Расчетная схема определения необходимого сечения опорного кольца

где  $P_i$  – сосредоточенная сила, Н;

$r$  – средний радиус опорного кольца, мм;



$\chi_{ip}$  – коэффициент, зависящий от угла приложения сосредоточенной силы.

Коэффициент, зависящий от угла приложения сосредоточенной силы, определяется по формуле:

$$\chi_{ip} = \frac{\varphi_i \cdot \sin \varphi_i}{2\pi},$$

где  $\varphi_i$  – текущий угол приложения силы.

Тогда для каждой из реакций получаем:

$$\chi_{ip}(60^\circ) = \frac{60 \cdot \pi \cdot \sin 60^\circ}{180 \cdot 2\pi} = 0.144,$$

$$\chi_{ip}(180^\circ) = \frac{180 \cdot \pi \cdot \sin 180^\circ}{180 \cdot 2\pi} = 0,$$

$$\chi_{ip}(300^\circ) = \frac{300 \cdot \pi \cdot \sin 300^\circ}{180 \cdot 2\pi} = -0.722.$$

В результате изгибающий момент в опорном кольце равен  $M_{\text{и}} = 27,4 \text{ кН}\cdot\text{м}$ .

В качестве материала для изготовления опорного кольца принята сталь Ст3, для которой допускаемое напряжение при изгибе  $[\sigma_{\text{и}}] = 80 \text{ МПа}$ , тогда момент сопротивления поперечного сечения изгибу составил  $W_{\text{и}} = 342 \text{ см}^3$ .

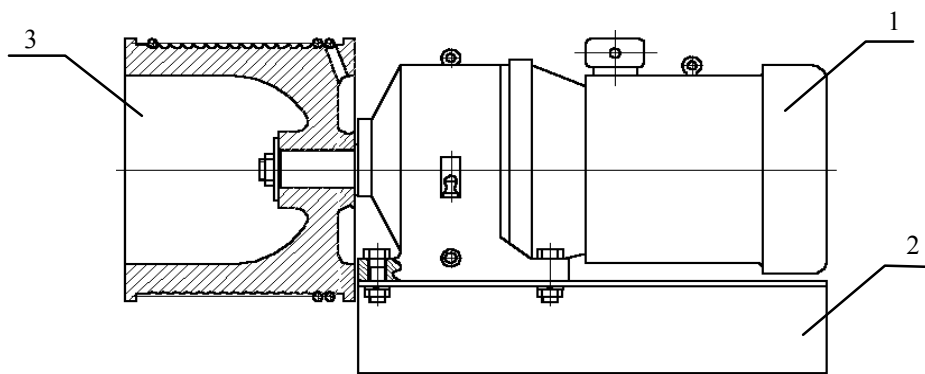
Исходя из условия:  $W_{\text{и}} \leq 2W_{\text{швеллера}}$ , определено, что  $W_{\text{швеллера}} = 171 \text{ см}^3$ .

Окончательно в качестве сечения опорного кольца выбран швеллер № 22 с  $W_{\text{швеллера}} = 192 \text{ см}^3$  [3].

Транспортировка слитковоза в депо ремонта и вывод из него осуществляется с помощью специальных лебедок, одна из которых монтируется в депо, а другая – непосредственно в цехе. Лебедка (рисунок 3) состоит из мотор-редуктора, на выходном валу которого консольно закреплен барабан.

Сила сопротивления передвижению тележки при ее выводе с поворотного стола в депо ремонта составила 1700 Н, а необходимая мощность двигателя – 1,14 кВт.

По каталогу [1] выбран мотор-редуктор типа МПз2-63 со следующими характеристиками: мощность:  $P = 2.2 \text{ кВт}$ , частота вращения двигателя  $n_{\text{дв}} = 700 \text{ мин}^{-1}$ , передаточное число редуктора  $U_p = 31.11$ .



1- мотор-редуктор; 2 - рама; 3 – барабан

Рис. 3. Схема лебедки

Диаметр барабана лебедки – 350 мм, канат типа ЛК-Р 6×19 (1+6+6/6)+о.с., диаметром  $d=13$  мм с максимальным разрывным усилием  $S_{\max}=72550$  Н [4].

Таким образом, предложенные конструктивные решения позволят сократить простой слитковозной тележки, а также повысить качество выполнения ремонтов. Разработанный проект является актуальным не только для рассматриваемого завода, и поэтому может быть рекомендован для внедрения механической службе обжимных цехов металлургических предприятий Украины.

**Список литературы:** 1. Бойко Л. С. Редукторы и мотор-редукторы общемашиностроительного применения. – М.: Машиностроение, 1984. – 36 с. 2. Бояршинов С.В. Основы строительной механики машин. – М.: Машиностроение, 1973. – 456 с. 3. Иванченко Ф.К. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин. – К.: Вища школа, 1978. – 532 с. 4. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: Т.1. – М.: Машиностроение, 1979. – 567 с.

## УСТОЙЧИВОСТЬ НЕВЕСОМОГО СЖАТОГО СТЕРЖНЯ НА УПРУГО ПОДАТЛИВЫХ ОПОРАХ

Шевченко Ф.Л., Лысенко О.А. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Известно, что при сжимающей силе, превышающей критическое значение, стержень теряет устойчивость. Впервые формула критической силы для стержня на жестких опорах получена Л. Эйлером. Вывод формулы критической силы основан на приближенном дифференциальном уравнении изогнутой оси стержня

$$\frac{d^2 y(x)}{dx^2} = \frac{M(x)}{EJ} \quad (1)$$

в предположении, что под действием критической силы  $P_k$  стержень находится в равновесии в слегка изогнутом состоянии.

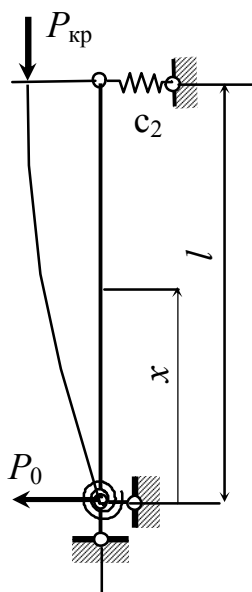


Рис. 1

Избегая решения этого уравнения в каждом конкретном случае, используем универсальное решение уравнения (1) по методу начальных параметров

$$y(x) = y_0 + \frac{y'_0}{k} \sin kx + \frac{M_0}{k^2 EJ} (1 - \cos kx) + \frac{P_0}{k^3 EJ} (kx - \sin kx), \quad (2)$$

$$k = \sqrt{P_k / EJ}.$$

Подчиним это уравнение условиям закрепления стержня на опорах с упругой податливыми связями, рис. 1: С учетом условий на нижней опоре :

$y(0) = y_0 = 0$ ,  $M_0 = c_1 y'_0$  (коэффициент упругого защемления  $c_1$  представляет момент, вызывающий единичный угол поворота) уравнение изогнутой оси стержня принимает вид

$$y(x) = \frac{y'_0}{k} \left( \sin kx + \frac{c_1}{k EJ} (1 - \cos kx) \right) + \frac{P_0}{k^3 EJ} (kx - \sin kx). \quad (3)$$

Последовательным дифференцированием (3) находим уравнение

углов поворота и изгибающих моментов и поперечных сил:

$$y'(x) = y'_0 \left( \cos kx + \frac{c_1}{kJ} \sin kx \right) + \frac{P_0}{k^2 EJ} (1 - \cos kx), \quad (4)$$

$$M(x) = EJy''(x) = y'_0 EJk \left( -\sin kx + \frac{c_1}{kJ} \cos kx \right) + \frac{P_0}{k} \sin kx, \quad (5)$$

$$Q(x) = M'(x) = y'_0 EJk^2 \left( -\cos kx - \frac{c_1}{kJ} \sin kx \right) + P_0 \cos kx. \quad (6)$$

С учетом (4)  $Q(x) = P$ , что также следует из уравнения равновесия.

Условия закрепления стержня на верхней опоре  $M(l) = 0$ ,  $Q(l) = c_2 y(l)$  (коэффициент упругой связи  $c_2$  представляет силу вызывающую единичное перемещение) приводят к системе уравнений:

$$y'_0 EJk \left( -\sin v + \frac{c_1}{kJ} \cos v \right) + \frac{P_0}{k} \sin v = 0,$$

$$\frac{y'_0}{k} \left( \sin v + \frac{c_1}{kJ} (1 - \cos v) \right) + \frac{P_0}{c_2} \left( \frac{c_2}{k^3 EJ} (v - \sin v) - 1 \right) = 0.$$

Приравняв определитель этой системы нулю, получаем трансцендентное уравнение

$$\begin{aligned} & \frac{k^3 EJ}{c_2} \left( \frac{c_2}{k^3 EJ} (v - \sin v) - 1 \right) \left( -\sin v + \frac{c_1}{kJ} \cos v \right) - \\ & - \left( \sin v + \frac{c_1}{kJ} (1 - \cos v) \right) \sin v = 0. \end{aligned} \quad (7)$$

Отсюда можно найти первый корень  $v = kl$ , а затем по параметру  $k$  получить критическую силу

$$P_k = k^2 EJ = \frac{\pi^2 EJ}{(\mu l)^2}, \quad (8)$$

Рис. 2

и коэффициент приведения длины

$$\mu = \frac{\pi}{v} = \frac{\pi}{kl}. \quad (9)$$

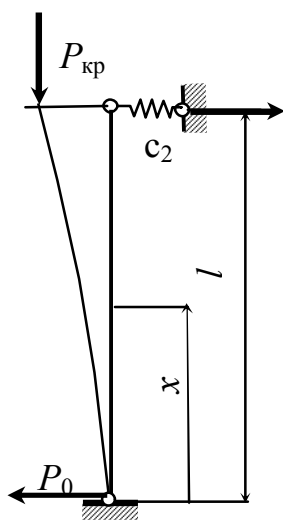
Из уравнения (7) можно получить различные частные случаи.

**1. Стержень с жесткой шарнирной опорой на нижнем конце и упруго податливой наверху, рис. 2.**

В этом случае, положив в уравнении (7)  $c_1 = 0$ , получим

$$\left( v - \sin v - \frac{k^3 EJ}{c_2} \right) \sin v - \sin^2 v, \text{ т.е. } \left( v - \frac{k^3 EJ}{c_2} \right) \sin v.$$

Отсюда получаем два значения параметра  $v = kl$ . Первое значение  $\sin v = 0$ , т.е.  $v = \pi$ , в соответствии с (9) определяет коэффициент приведения длины  $\mu = 1$ .



Второе значение критической силы получим из равенства нулю выражения в скобках  $c_2 v = k^3 EJ$ , откуда

$$P_k = k^2 EJ = c_2 \frac{v}{k} = c_2 l,$$

что соответствует безразличному равновесию абсолютно жесткого стержня с упругой связью на верхней опоре.

## 2. Стержень жестко заземлен на нижней опоре, рис. 3.

В этом случае в (7) нужно положить  $c_1 = \infty$ :  
откуда получим уравнение устойчивости

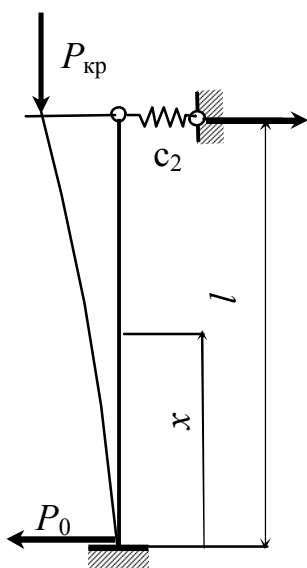


Рис. 3

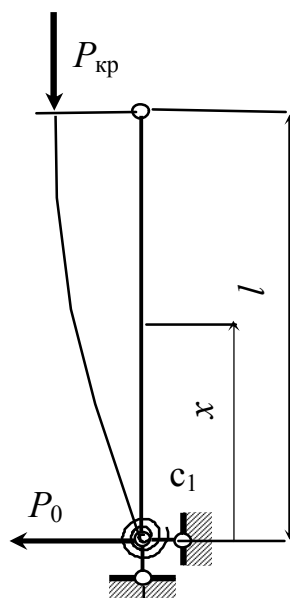


Рис. 4

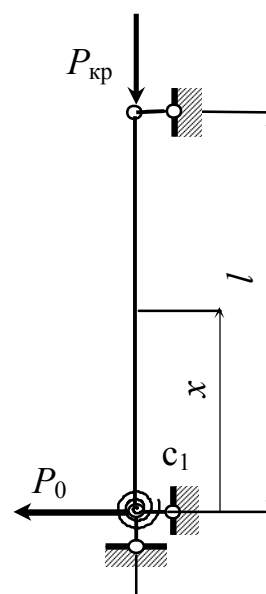


Рис. 5

$$\left( v - \sin v = \frac{k^3 EJ}{c_2} \right) \sin v - (1 - \cos v) \sin v = 0,$$

$$\operatorname{tg} v = v - \frac{k^3 EJ}{c_2 l^3}.$$

В частном случае  $c_2 = 0$  получим решение для консольного стержня  $\operatorname{tg} v = \infty$ , т.е.

$v = kl = \frac{\pi}{2}$  и согласно (9) коэффициент приведения длины  $\mu = 2$ . Если положить

$c_2 = \infty$ , то получим уравнение  $\operatorname{tg} v = v$  откуда  $v = \frac{\pi}{0,7}$ , чему соответствует коэффициент приведения длины  $\mu = 0,7$ .

**3. Консоль с упругой заделкой, рис. 4.** В этом случае в (7) нужно положить  $c_2 = 0$ :

$$\left( v - \sin v - \frac{k^3 EJ}{c_2} \right) \left( -\sin v + \frac{c_1}{kJ} \cos v \right) - \left( \sin v + \frac{c_1}{kJ} (1 - \cos v) \right) \sin v = 0$$

При  $c_2 = 0$   $\operatorname{tg} v = \frac{c_1}{kJ}$

При  $c_2 = \infty$ , рис. 5 из общего решения случая 3 получаем

$$\left( v + \frac{c_1}{kJ} \right) \sin v = v \frac{c_1}{kJ} \cos v, \text{ т.е. } \operatorname{tg} v = \frac{vc_1}{vkEJ + c_1}.$$

В частном случае при  $c_1 = \infty$  получаем  $\operatorname{tg} v = v$ , т.е.  $\mu = 0,7$ .

Таким путем можно решить и другие задачи по устойчивости сжатых стержней на упруго-податливых опорах.

**Список литературы:** 1. Шевченко Ф.Л., Толкачев А.Ф., Нижник А.В. Задачи по сопротивлению материалов. – Донецк; РВА ДонНТУ, 2002, 221 с.

## МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТОЧНОСТІ ФІНІШНОЇ ОБРОБКИ КРИВОЛІНІЙНИХ ПРОФІЛІВ

Гурей І.В., Захарій А.В. (ТДТУ, м. Тернопіль, Україна)

На сьогоднішній день підвищуються вимоги по точності і якості оброблених деталей, які досягаються на фінішних операціях механічної обробки. Особливі труднощі виникають при обробці деталей великої кривизни з малими радіусами спряжень із-за складності оброблюваної поверхні. На якість обробленої поверхні найбільше впливають похибки вузлів верстату. Верстат, виконуючи функції формоутворення виробів, є одночасно і метрологічною системою. Для виробів особливо високої точності наближається по конструкції до вимірювальних машин.

Для забезпечення необхідної точності виготовлення деталей, особливо складного профілю, необхідно визначити параметри обладнання, які спричиняють їх. Тому метою даної роботи було побудувати математичну модель точності обробки деталей криволінійного профілю, базуючись на параметрах точності використовуваного обладнання.

Похибки вузлів верстата значно впливають на точність формоутворення оброблюваних деталей. Для побудови математичної моделі точності обробки деталей використовували систему розрахунку точності верстату, яка базується на побудові його балансу точності. Баланс точності виступає основою для отримання метрологічних характеристик точності обробки. Для цього за точками обробленої поверхні будується базова поверхня, яка є розрахунковою метрологічною базою для оцінки точності розмірів, форми і розташування її. Форма базової поверхні завжди відома, бо вона співпадає з формою номінальної поверхні, заданої кресленням. Модель вихідної точності основана на розрахунку і апроксимації обробленої поверхні базовою поверхнею заданого виду. Від-

хилення параметрів базової поверхні від номіналу характеризують похибки розмірів і розташування.

Запропонована модель розроблена з використанням методу координатних систем з пружними зв'язками, варіаційного методу розрахунку точності верстатів [3,4] і методу побудови базових поверхонь [2]. На основі принципу малих похибок отримані аналітичні вирази, які явно зв'язують вхідні і вихідні параметри розрахунку. Як вхідні параметри моделі розглядаються похибки положення вузлів і елементів верстата, викликані різними причинами, як вихідні – похибки розмірів, розташування і форми оброблених поверхонь. Це дає можливість оцінити точність верстата як по точності оброблених пробних взірців, так і по набору точносних характеристик елементів самого верстата.

Для побудови функції формоутворення використаємо математичний апарат перетворення координат, який використовує матриці і вектори четвертого порядку. Координатний код формоутворення представляє собою впорядкований перелік номерів узгаальнених координат переміщення ланок формоутворюючої системи при русі відносно сусідньої ланки і концентрує у собі основну інформацію про структуру формоутворюючої системи. Він запишеться у вигляді – 6316613 (рис.). Отже,

$$r_o = A^6(\phi) \cdot A^3(z_1) \cdot A^1(x) \cdot A^6(\psi_1) \cdot A^6(\psi_2) \cdot A^1(R) \cdot A^3(z_2) \cdot e^{-4}$$

де  $A^6(\phi)$  – формоутворююче обертання шпинделя деталі навколо осі  $z$  ( $\phi$  – кут повороту);  $A^3(z_1)$  – установчий рух деталі вздовж осі  $z$ ;  $A^1(x)$  – рух врізання вздовж осі  $x$ ;  $A^6(\psi_1)$  – поворот навколо осі  $z$ ;  $A^6(\psi_2)$  – формоутворююче обертання шліфувального круга навколо осі  $z$  ( $\psi_2$  – кут повороту);  $A^1(R)$  – установчий рух вздовж осі  $x$  ( $R$  – радіус шліфувального круга);  $A^3(z_2)$  – формоутворюючий рух шліфувального круга вздовж осі  $z$ ;  $e^{-4}$  – радіус-вектор початку координат.

За правилами перестановки матриць отримаємо:

$$r_o = A^6(\phi) \cdot A^1(x) \cdot A^3(z) \cdot A^6(\theta) \cdot A^1(R) \cdot e^{-4}$$

де  $z = z_1 + z_2$ .

Розв'язавши дане рівняння отримаємо систему формоутворення в координатному вигляді (при  $\theta = 0$ ), тобто рівняння еквідистантного профілю кулачка:

$$r_o = \begin{vmatrix} (R + x(\phi)) \cdot \cos(\phi) \\ (R + x(\phi)) \cdot \sin(\phi) \\ z \\ 1 \end{vmatrix}$$

Визначимо векторний баланс точності при обробці, розв'язавши рівняння:

$$\begin{aligned} \Delta r_o &= A_{oi} \cdot \varepsilon_i \cdot e^{-4} = \varepsilon_0 \cdot A^6 \cdot A^1 \cdot A^3 \cdot A^6 \cdot A^1 \cdot e^{-4} + \\ &+ A^6 \cdot \varepsilon_1 \cdot A^1 \cdot A^3 \cdot A^6 \cdot A^1 \cdot e^{-4} + A^6 \cdot A^1 \cdot \varepsilon_2 \cdot A^3 \cdot A^6 \cdot A^1 \cdot e^{-4} + \\ &+ A^6 \cdot A^1 \cdot A^3 \cdot \varepsilon_3 \cdot A^6 \cdot A^1 \cdot e^{-4} + A^6 \cdot A^1 \cdot A^3 \cdot A^6 \cdot \varepsilon_4 \cdot A^1 \cdot e^{-4}. \end{aligned}$$

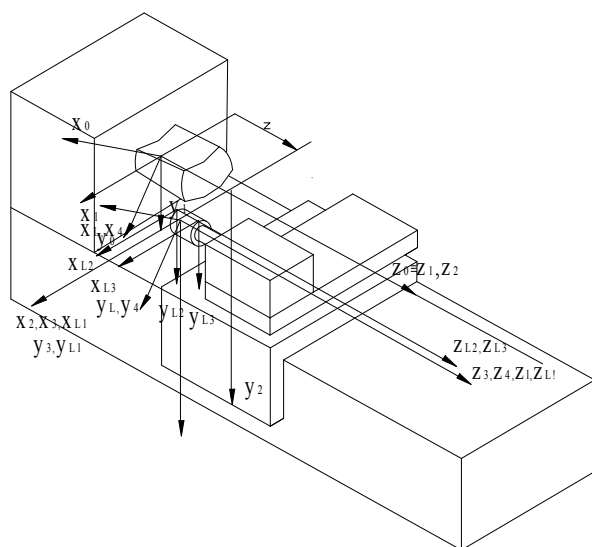


Рис. Формоутворююча система верстата для шліфування складних профілів.

де  $\mathcal{E}_i$  – матриця загальної похибки руху  $i$ -ї ланки

$$\mathcal{E}_i = \begin{vmatrix} 0 & -\gamma_i & \beta_i & \delta_{xi} \\ \gamma_i & 0 & -\alpha_i & \delta_{yi} \\ -\beta_i & \alpha_i & 0 & \delta_{zi} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{vmatrix}$$

елементи  $\delta_{xi}, \delta_{yi}, \delta_{zi}, \alpha_i, \beta_i, \gamma_i$  – малі зміщення і малі кути повороту початку координат вздовж осей  $x, y, z$  (складають загальну похибку положення).

Визначаємо вектор похибки положення оброблюваної поверхні:

$$\Delta r_o = \begin{vmatrix} \Delta 2 \cdot \cos(\phi) - \Delta 1 \cdot \sin(\phi) + \Delta 3 \\ \Delta 2 \cdot \sin(\phi) + \Delta 1 \cdot \cos(\phi) + \Delta 4 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix}$$

$$\text{де } \Delta 1 = (R \cdot \sum_{i=0}^3 \gamma_i) + x \cdot (\gamma_0 + \gamma_1) - z \cdot (\alpha_1 + \alpha_2) + \sum_{i=1}^4 \delta_{yi};$$

$$\Delta 2 = z \cdot (\beta_1 + \beta_2) + \sum_{i=1}^4 \delta_{xi}; \quad \Delta 3 = \beta_0 \cdot z + \delta_{x0}; \quad \Delta 4 = \delta_{y0} + \alpha_0 \cdot z.$$

Запишемо баланс точності системи формоутворення в нормальному напрямку:

$$\Delta r_n = \Delta r_o \cdot n = (\Delta 2 \cdot \cos(\phi) - \Delta 1 \cdot \sin(\phi) + \Delta 3) \cdot (-(R + x(\phi)) \cdot \sin(\phi) + X \cdot \cos(\phi)) + (\Delta 2 \cdot \sin(\phi) + \Delta 1 \cdot \cos(\phi) + \Delta 4) \cdot ((R + x(\phi)) \cdot \cos(\phi) + X \cdot \sin(\phi))$$

де  $n$  – вектор нормалі

$$n = \begin{vmatrix} -(R+x(\phi)) \cdot \sin(\phi) + X \cdot \cos(\phi) \\ (R+x(\phi)) \cdot \cos(\phi) + X \cdot \sin(\phi) \\ z \\ 1 \end{vmatrix}, \quad X = \frac{\partial x}{\partial \phi}.$$

Проведемо оцінку точності оброблюваної поверхні. Процес побудови базової поверхні полягає в складанні рівнянь цієї поверхні, та розрахунку її параметрів [1]. Для побудови використовуємо середньоквадратичну базову поверхню [2], яка має таку ж форму як і номінальна, визначається по точках реальної обробленої поверхні таким чином, що середній квадрат відстаней між точками базової і реальної поверхні мінімальний.

Номінальна поверхня задається рівнянням оброблюваної поверхні. Алгоритм побудови середньоквадратичної базової поверхні зводиться до розв'язку системи лінійних рівнянь, порядок якої рівний числу параметрів, що визначають середньоквадратичну базову поверхню.

Запишемо основні похибки, які отримали при розрахунках:

Похибка положення осі шпинделя ( $\mathcal{E}_0$ )

$$\delta_{xb} = \delta_{x0}, \quad \delta_{yb} = \delta_{y0}, \quad \alpha_b = \alpha_0, \quad \beta_b = \beta_0,$$

$$\Delta X_s = \frac{\gamma_0 \cdot (x^2 + R^2)}{\pi \cdot L \cdot X}$$

Похибка обертання шпинделя ( $\mathcal{E}_1$ ):

$$\delta_{xb} = 0, \quad \delta_{yb} = 0, \quad \alpha_b = 0, \quad \beta_b = 0,$$

$$\Delta X_s = \frac{\gamma_1 \cdot (R^2 + x + 2 \cdot x \cdot R) + X \cdot \delta_{x1} + \delta_{y1} \cdot (R + x)}{\pi \cdot L \cdot X} + \frac{X \cdot \beta_1 - \alpha_1 \cdot (R + x)}{2 \cdot \pi \cdot X}$$

Похибка положення каретки ( $\mathcal{E}_2$ )

$$\delta_{xb} = 0, \quad \delta_{yb} = 0, \quad \alpha_b = 0, \quad \beta_b = 0,$$

$$\Delta X_s = \frac{\gamma_2 \cdot (R^2 + x \cdot R) + X \cdot \delta_{x2} + \delta_{y2} \cdot (R + x)}{\pi \cdot L \cdot X} + \frac{X \cdot \beta_2 - \alpha_2 \cdot (R - x)}{2 \cdot \pi \cdot X}$$

Похибка положення супорта ( $\mathcal{E}_3$ ):

$$\delta_{xb} = 0, \quad \delta_{yb} = 0, \quad \alpha_b = 0, \quad \beta_b = 0,$$

$$\Delta X_s = \frac{\gamma_3 \cdot (R^2 + x \cdot R) + X \cdot \delta_{x3} + \delta_{y3} \cdot (R + x)}{\pi \cdot L \cdot X}$$

Похибка обертання шліфувального круга ( $\mathcal{E}_4$ ):

$$\delta_{xb} = 0, \quad \delta_{yb} = 0, \quad \alpha_b = 0, \quad \beta_b = 0, \quad \Delta X_s = \frac{X \cdot \delta_{x4} + \delta_{y4} \cdot (R + x)}{\pi \cdot L \cdot X}.$$

де  $\delta_{xb}, \delta_{yb}, \delta_{zb}$  – малі зміщення системи координат базової поверхні вздовж осей  $x, y, z$ ;  $\alpha_b, \beta_b, \gamma_b$  – малі кути повороту базової поверхні вздовж тих же осей;  $\Delta X_s = x + R$ ,  $L$  – довжина деталі.

З отриманих розрахунків випливає, що:

- на похибку положення осі шпинделя впливають початкові параметри шпинделя, а також безпосередньо процес обробки;
- в усіх інших похибках малі зміщення і малі кути повороту рівні нулю, а впливає тільки сам процес обробки.



**Список літератури:** 1. Авдулов А.Н., Шустер В.Г. Построение системы прилегающих базовых поверхностей для оценки точности формы деталей произвольного вида. – Измерительная техника. – 1983. – № 3. – С. 46-48. 2. Авдулов А.Н., Шустер В.Г. Построение среднеквадратической базовой поверхности для оценки погрешности формы поверхности произвольного вида. – В кн.: Автоматическое управление точностью на металлорежущих станках. – Л.: ЛДНТП. – 1981. – С. 19-24. 3. Портман В.Т. Суммирование погрешностей при аналитическом расчете точности станка. – Станки и инструмент. – 1980. – №1. – С. 6-8. 4. Портман В.Т. Универсальный метод расчета точности механических устройств. – Вестник машиностроения. – 1981. – №7. – С. 12-16. 5. Решетов Д.Н., Портман В.Т. Точность металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1986. – 336 с.

### ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИВЕДЕНОЇ ЖОРСТКОСТІ ВЕРТИКАЛЬНО-СВЕРДЛИЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ НА ПРИКЛАДІ МОДЕЛІ 2Н118

**Кривий П.Д., Кузьмін М.І., Кобельник В.Р. (ТДТУ, м. Тернопіль, Україна)**

При свердлінні наскрізних отворів виникають пружні деформації деталей короб швидкостей і подач, які призводять до накопичення потенціальної енергії, яка при виході інструмента різко збільшує подачу. В результаті цього має місце значне, приблизно в 1,85 разів [2] зростання крутного моменту, що є однією із причин поломок свердла.

Тому значення подач при свердлінні наскрізних отворів в автоматичному режимі свердлами з швидкорізальних сталей зменшують на 20...25% [5], а в деяких випадках в 1,35...1,45 [1] разів по відношенню до величин подач, які призначають при свердлінні глухих отворів.

Таке зменшення подачі на всій глибині свердління призводить до збільшення шляху різання, трудомісткості операцій і, в кінцевому рахунку, до зниження ефективності обробки. З метою усунення такого недоліку пристрої використовують [3, 4], які забезпечують зменшення подачі тільки при виході інструменту із заготовки. Для забезпечення проектування таких пристроїв необхідно знати приведену жорсткість вертикально-свердильних верстатів.

З іншого боку приведена жорсткість вертикально-свердильних верстатів при певних значеннях подач і чисел обертів шпинделя, що відповідають певному діаметру свердла, при постійній швидкості, може бути критерієм оцінки певних якісних параметрів вертикально-свердильних верстатів.

Тому розробка методики і проведення досліджень приведеної жорсткості вертикально-свердильних верстатів є актуальною задачею.

Суть запропонованої методики полягає у наступному. Для дослідження приведеної жорсткості вертикально-свердильного верстата моделі 2Н118 була створена дослідна установка, схема якої показана на рис.1. На столі верстата встановлений динамометр стиску 7 який контактує із шпинделем 5. Для відтворення крутного моменту на шпинделі 5 і на валу електродвигуна 3 встановлені диски 2, 6 на які в протилежних напрямках навиті двокінцеві троси, на кінцях яких закріплені вантажі 6, 9.

Методика дослідження приведеної жорсткості полягає у наступному. Нехай, допустимо, необхідно просвердлити в заготовці наскрізний отвір діаметром  $D=10$  мм. Матеріал заготовки конструкційна сталь. При цьому режим різання повинен здійсню-

ватися з відповідною подачею  $S$ , швидкістю різання  $V$ , частотою обертання шпинделя –  $n$ . Практично відповідні співвідношення між  $S$ ,  $V$  і  $n$  забезпечуються певним зачепленням шестерень і зубчатих коліс у кінематичних ланцюгах головного руху і подач. Використовуючи відповідні довідники, встановили, що при свердлінні наскрізного отвору  $D=10$  мм у конструкційній сталі, подача  $S$  визначається із залежності  $S = C_S \cdot D^{0,6}$ . Нехай швидкість різання  $V=30$  м/хв. Тоді,  $S_0=0,14$  мм/об, а  $n_0=1000$  об/хв, де  $S_0$  і  $n_0$  – дійсні скоректовані по паспорту верстата значення подачі і частоти обертання шпинделя. Ручки 10 і 11 переключення подач і чисел обертів встановлені у відповідні положення для забезпечення  $S_0$  і  $n_0$ .

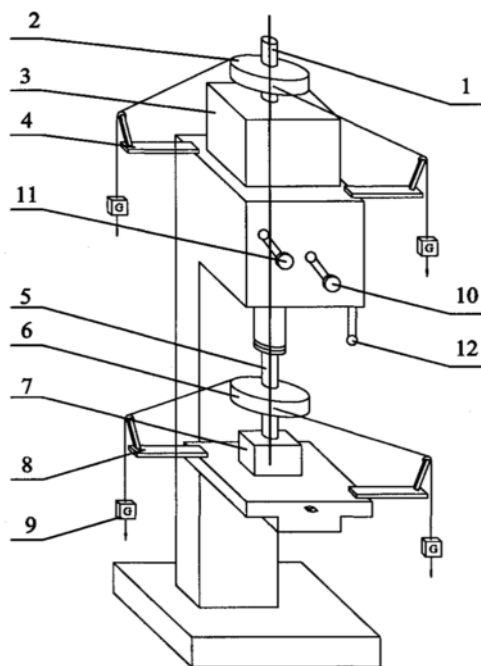


Рис. 1. Конструктивна схема установки для дослідження приведеної деформації верстата 2Н118.

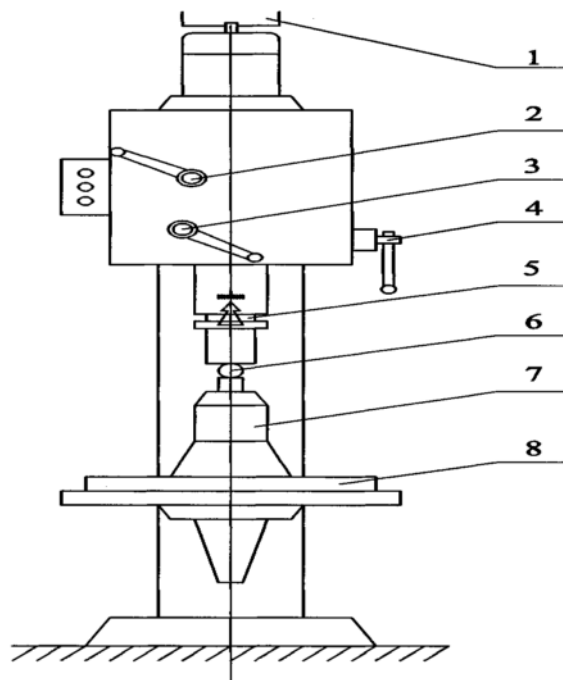


Рис. 2. Конструктивна схема установки для дослідження точності подач верстата 2Н118.

Визначимо максимальне осьове зусилля  $P_0$  використавши формулу

$$P_0 = C_{po} \cdot S^{y_p} \cdot D^{x_p} \quad (1)$$

де  $C_{po}$  – коефіцієнт, який враховує фізико-механічні властивості оброблюваного матеріалу;  $x_p, y_p$  – показники степеней, які показують вплив  $S$  і  $D$  на  $P_0$ .

Для нашого випадку за формулою (1) отримане значення  $P_0 = 2090$  Н. Враховуючи те, що за паспортними даними, максимальне осьове зусилля, що може передати механізм подач верстата 2Н118  $P_{м.н.} = 5000$  Н, максимальне навантаження, яке створюється динамометром 7, встановили  $P_{0max} = 3000$  Н для всіх запланованих дослідів.

З метою врахування впливу крутного моменту  $M_{кр}$  на величину приведеної деформації, визначили значення  $M_{кр}$  для свердління отвору  $D = 10$  мм при  $S = 0,14$  мм/об і  $n = 1000$  об/хв. За формулою

$$M_{кр} = C_m \cdot D^{x_m} \cdot S^{y_m}, \quad (2)$$

де  $C_m$  – коефіцієнт, що враховує фізико-механічні характеристики оброблюваного матеріалу;  $x_m, y_m$  – показники степеней, які показують вплив відповідно  $D$  і  $S$  на  $M_{кр1}$ . В

нашому випадку  $M_{kp1} = 5,97 \text{ Нм}$ .

Переміщенням стола верстата вверх вибирали зазори в системі динамометр – шпіндель – коробка подач. Потім шкалу індикатора в динамометрі 7 встановлювали в нульове положення і включали механічну подачу. Обертаючи вручну диск 2, добивались переміщення пінолі 5 вниз і за рахунок стиску динамометра до певного зусилля  $P_0$ , наприклад, 500 Н, фіксували при цьому кількість обертів шпінделя -  $n_{un}$ . Тоді знаходили теоретичне переміщення пінолі  $L_m = \bar{S} \cdot n_{un}$ , де  $\bar{S}$  – середнє значення подачі при такому кінематичному ланцюгові, який забезпечує паспортні значення  $S=0,14 \text{ мм/об}$  і  $n=1000 \text{ об/хв}$

З іншого боку по переміщенні пінолі індикатора динамометра знаходили дійсне переміщення пінолі  $L_\delta$ , яке під дією зусилля  $P_{01} = 500 \text{ Н}$  і крутного моменту  $M_{kp1}=5,79 \text{ Нм}$  буде менша  $L_m$  на величину деформації  $\Delta_1$  системи.

$$\Delta_1 = L_{m1} - L_{\delta 1} \quad (3)$$

Дослідження показали, що крутний момент, що виникає при свердлінні отвору діаметром  $D = 10 \text{ мм}$  практично не впливає на величину  $\Delta$ . В подальшому при дослідженні деформації  $\Delta$  крутний момент не враховували.

В наступному етапі, повертаючи диск 2 і переміщаючи піноль вниз до створення  $P_{02} = 1000 \text{ Н}$ , визначили значення приведеної деформації  $\Delta_2$ .

$$\Delta_2 = L_{m2} - L_{\delta 2}$$

Аналогічно повторюючи вище подану методику знаходили значення приведеної жорсткості  $\Delta_i$  для свердл різних діаметрів  $D_i$  і відповідно співвідношень  $S_i$  і  $n_i$ .

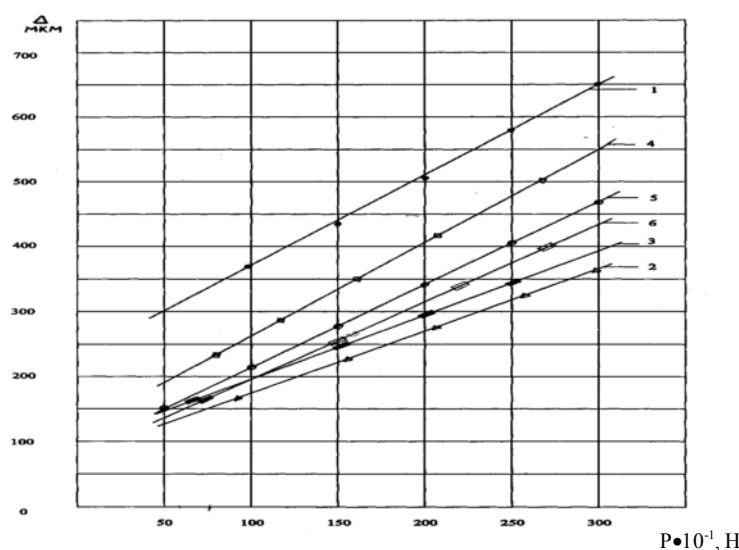
Для отримання практичних даних необхідно знайти розсіювання значень подач як випадкових величин. Для цього була створена установка, схема якої показана на рис.2. На столі 8 верстата встановлювали сферометр(точність вимірювання 0.001мм)-7, шток, якого через кульку 6 контактує із шпінделем 5. Ручки 2, 3 верстата встановлювали у певне положення (наприклад, щоб забезпечити  $S=0,14 \text{ мм/об}$  і  $n=1000 \text{ об/хв}$ ) і включали при допомозі ручки 4 механічну подачу. Повертаючи ручку 1, яка жорстко з'єднана з валом електродвигуна, добивались переміщення шпінделя на 1 оберт і визначали величину цього переміщення по шкалі сферометра. Потім здійснювали ще 1 оберт і теж визначали переміщення за шкалою сферометра.

Аналогічно повторюючи вище приведені прийоми і віднімаючи отримане значення переміщення штока сферометра від попереднього отримували значення подачі  $S_i$ , які виявились випадковими величинами, що підпорядковуються нормальному закону розподілу (перевірка по  $\chi^2$  і критерію Колмогорова).

Отримані експериментальні дані піддавали статистичній обробці, результати якої подані у таблиці 1.

Провівши експерименти по вище проведеній методиці, визначили значення  $\Delta_i$  при певних  $P_{0i}$  і після обробки отримали графіки залежності  $\Delta_i = f(P_i)$ , які подані на рис. 3.

Використавши рекомендації і скориставшись рис. 3, визначили за залежністю  $j = \frac{\Delta P_o}{\Delta_\Delta}$  [3] проведену жорсткість вертикально-свердильного верстату моделі 2Н118.



1 – для  $S_1=0,1$  мм/об,  $D_1=4$  мм,  $n_1=2000$  об/хв; 2 – для  $S_2=0,14$  мм/об,  $D_2=5\ldots6$  мм,  $n_2=1420$  об/хв; 3 – для  $S_3=0,14$  мм/об,  $D_3=7\ldots10$  мм,  $n_3=1000$  об/хв; 4 – для  $S_4=0,2$  мм/об,  $D_4=11\ldots13$  мм,  $n_4=710$  об/хв; 5 – для  $S_5=0,2$  мм/об,  $D_5=14\ldots16$  мм,  $n_5=500$  об/хв; 6 – для  $S_6=0,2$  мм/об,  $D_6=17\ldots18$  мм,  $n_6=350$  об/хв.

Рис. 3. Графіки залежності величини приведеної деформації від  $P_o$  для різних співвідношень  $S_i$  і  $n_i$ .

Таблиця 1. Значення характеристик розсіювання подач і експериментальні дані.

Показники експериментів	Значення експериментних і паспортних величин			
	4	10	14	18
Діаметр свердла $D$ , мм	4	10	14	18
Значення подач в залежності від $D$ по паспорту верстата $S_n$ , мкм/об	100	140	200	280
Частота обертання шпинделя $n$ при $V=30$ м/хв.	2000	1000	500	350
Середнє значення подачі $\bar{S}$ , мкм/об	100,5	144,0	201,0	283,0
Дисперсія розсіювання подач $D(S)$ , (мкм/об) <sup>2</sup>	4,59	4,69	28,06	66,72

Як показують розрахунки, мінімальна жорсткість  $j_{\min}=0,714$  н/мкм., а максимальна 1,024 н/мкм. Розсіювання складає близько 30%.

Аналіз отриманих даних показує, що проведена жорсткість верстату 2Н118 не підкоряється принципу пропорційності. Тобто, при зростанні  $D$  буде зростати  $S_i$  і  $P_o$ . Тоді для недопущення поломки свердел необхідно, щоб приведена жорсткість теж зростала. Отримані результати не підтверджують цього принципу.

У перспективі, запропонована методика і отримані результати можуть бути використані як для проектування пристроїв для зменшення подачі при виході свердла, так і для проектування коробок швидкостей і подач, які б забезпечували необхідну жорсткість при відповідних значеннях діаметра свердла, подачі і частоті обертання шпинделя.

**Перелік посилань:** 1. Вульф А.М. Резание металлов. Л.:Машиностроение

/Ленинградское отделение/ 1973-320. 2. Зеленцов В.В. Влияние жесткости настольно-сверлильных станков на точность обработки отверстий.-В об. "Металлорежущие станки."-К.: Техника-1978 №6.- с.50-54. 3. Металлорежущие станки и автоматы: Учебник для машиностроительных вузов /Под ред. А.С.Проникова.-М.:Машиностроение, 1981.- 479. 4. Механизм подачи шпинделя сверлильного станка. СССР, МКЧ В 23 В47/00./Н.П.Кузьмин, С.Г.Нагорняк, П.Д.Кривый (СССР).-№3728754/25-08; Заявлено 27.02.84; Опубл. 23.02.86, Бюл. №7-3с. 5. Общемашиностроительные нормативы режимов резания для технического нормирования работ на металлорежущих станках. Часть 1 М.:Машиностроение,1974.-345с. 6. Устройство для сверления сквозных отверстий: А.с.1400796. СССР, МКН В23 В 47/00./ Н.И.Кузьмин, С.Г.Нагорняк, П.Д.Кривый (СССР).- №4167652/31-08; Заявлено 26.12.86; Опубл. 07.06.88, Бюл. №21.

### РОЗРОБКА ПРИНЦИПОВО-СТРУКТУРНОЇ МОДЕЛІ ОБРОБКИ ТРУБИ ПЛУНЖЕРА

Ольховська О.О., Іщенко О.Л., Кірса А.В. (каф. ТМ, ДонДТУ, м. Донецьк, Україна)

Модель системи теологічних перетворень реалізує функцію  $\gamma$  технологічних перетворень  $N$  множини входів операндів  $V=\{Vs\}$  у множину виходів операндів  $W=\{Wt\}$ , що описується відображенням операндів  $\gamma: \{Vs\} \rightarrow \{Wt\}$ . Вплив  $N$  можна представити у вигляді:

$$N = S_w \cup E_w \cup I_w ,$$

де  $S_w$  - потік матеріальних впливів;

$E_w$  - потік енергетичних впливів;

$I_w$  - потік інформаційних впливів;

Три типи впливів здійснюють оператори впливу: люди, технологічна система і середовище. Всі елементи моделі системи технологічних перетворень діють у деякому обсязі простору й обмежені об'ємно-просторовою границею. Слід зазначити, що входи операторів мають також енергетичний  $E_w$ , матеріальний  $S_w$  і інформаційний  $I_w$  характер і взаємодіють за допомогою відповідних і зворотних реакцій.

Розглянемо кожний з потоків. Під матеріальним потоком  $S$  розуміють заготовку, інструмент, устаткування, пристосування й інші, необхідні для виробництва, матеріальні засоби. Під інформаційним потоком розуміють технологічний процес, усю технологічну документацію, що додається до технологічного процесу, інформацію про стан устаткування, про наявність оснащення, інструмента, виконавців і ін. Під енергетичним потоком розуміють усі види енергії, використовувані у виробництві.

Для розробки принципово-структурної моделі обробки деталі нам необхідно мати дані про всіх три приведені вище потоки. Розробка принципово-структурної моделі обробки здійснюється в кілька етапів:

1. Декомпозиція деталі на окремі оброблювані поверхні, розгляд їхньої геометрії, вимог до обробки.
2. Розгляд можливих варіантів обробки кожної поверхні, складання кінематичних схем для кожного виду обробки.
3. Вибір методу обробки і кінематичної схеми для кожної поверхні, тобто синтез принципово-структурних моделей обробки окремих поверхонь.
4. Синтез єдиної принципово-структурної моделі обробки деталі з отриманих ра-

ніше моделей обробки окремих поверхонь.

Составимо принципіально-структурну модель обробки труби плунжера. Обозначимо поверхні деталей (див. рис. 1) цифрами и сгрупуємо их в залежності від їх геометрії й положення у просторстві. Результати групування, а також можливі для відповідній поверхні види обробки і їх позначення приведені в таблиці 1. Вибір послідовності і виду обробки тій чи іншій поверхні дна чи труби плунжера буде обусловлено вимогами до цій поверхні.

Використовуючи дані таблиці 1 можна составить принципіально-структурну модель обробки дна и труби плунжера, котрі представлені графічними формулами (див. рис. 2).

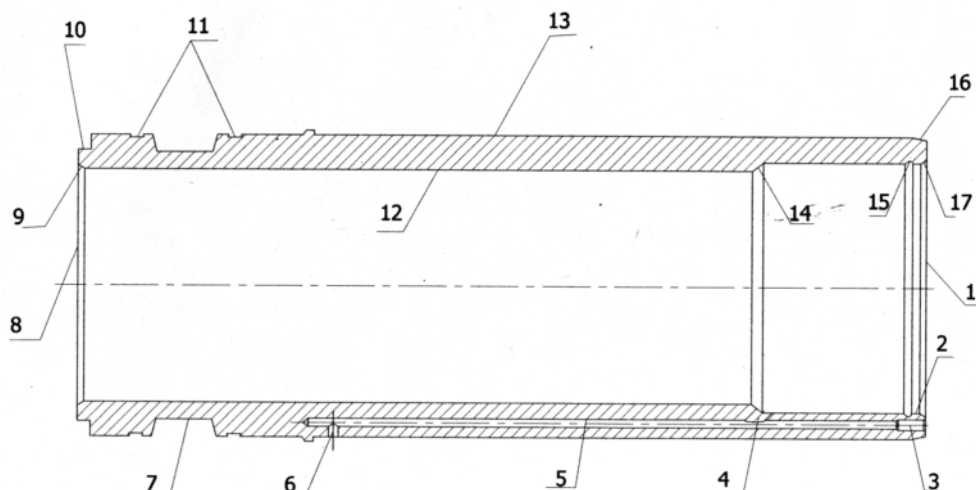


Рис. 1. Схема труби плунжера з позначенням номерів поверхонь

Таблиця 1. Позначення поверхонь труби плунжера і дна плунжера і видів обробки, котрими ці поверхні можуть бути отримані

Вид поверхні	Номер поверхні плунжера	Вид обробки, яким може бути отримана дана поверхня	Позначення кожного виду обробки
Зовнішня циліндрична	13	Точіння чернове	BO1
		Точіння чистове	BO2
		Фрезерування	BO3
		Шліфування	BO4
		Притирка	BO5
		Суперфініширован-ня	BO6
		Обкатка	BO7
		...	...
Зовнішня конічна	16	Точіння чернове	BO1
		Точіння чистове	BO2
		Фрезерування	BO3
		Шліфування	BO4
		...	...

Продовження таблиці 1

Торцева	1, 8	Точіння чернове	BO1
		Точіння чистове	BO2
		Фрезерування	BO3
		Шліфування	BO4
		Стругання	BO5
		...	...
Внутрішня циліндрична	2, 12	Розточування чернове	BO1
		Розточування чистове	BO2
		Фрезерування	BO3
		Шліфування	BO4
		Притирка	BO5
		Разгортання	BO6
		Хонінгування	BO7
		...	...
Внутрішня конічна	14	Розточування	BO1
		Фрезерування	BO2
		Шліфування	BO3
		...	...
Канавка на зовнішній циліндричний	7, 11, 10	Точіння	BO1
		Фрезерування	BO2
		Шліфування	BO3
		...	...
Канавка на внутрішній циліндричний	15	Розточування	BO1
		Фрезерування	BO2
		Шліфування	BO3
		...	...
Отвір циліндричний	3, 4, 5, 6	Свердління	BO1
		Цекування	BO2
		Зенкерування	BO3
		Развертання	BO4
		Розточування	BO5
		Прошивання	BO6
		...	...
Фаски на внутрішній циліндричний	9, 17	Розточування	BO1
		Фрезерування	BO2
		...	...

Таким чином складена принципово-структурна модель обробки труби плунжера, котра надає можливості складати різноманітні маршрути обробки цієї деталі.

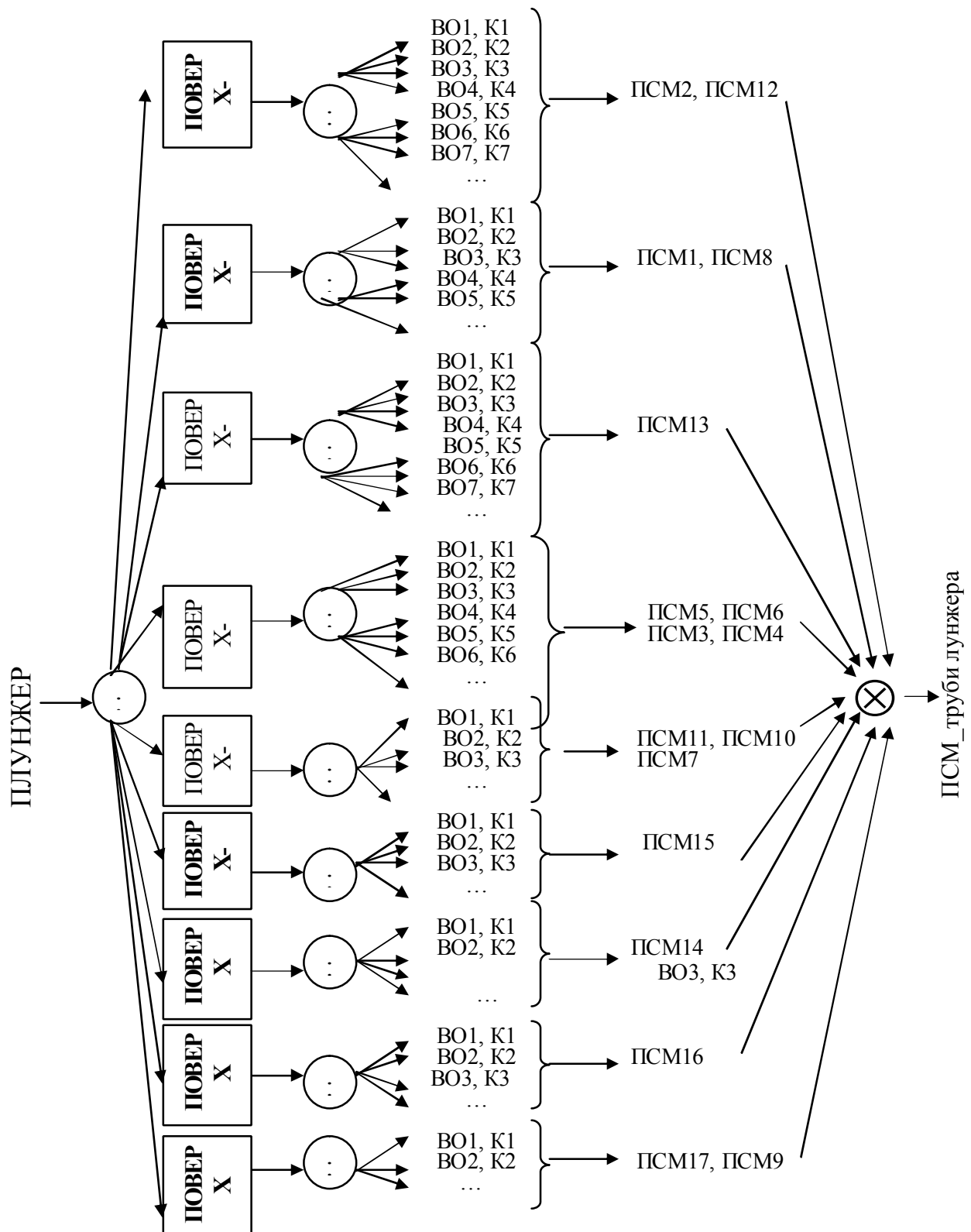


Рис. 2. Принципово – структурна модель обробки труби плунжера



## ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДЕТАЛИ ТИПА ВАЛ В СИСТЕМЕ T-FLEX CAD

**Рыбина С.А., Водолазская Н.В., Ивасюк М.А.**

(каф. ТМ ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

В настоящее время при решении инженерных задач, связанных с проектированием деталей машин, используются пакеты прикладных программ. Одним из таких пакетов является **T-FLEX CAD**. Пакет **T-FLEX CAD** позволяет создавать параметрические чертежи, элементы которых связаны между собой параметрами. Параметры могут задаваться переменными, функциями, выражениями, отношениями (перпендикулярность, параллельность) и т.д.

Изменение параметров одного из элементов чертежа повлечет за собой изменение тех элементов, которые параметрически с ним связаны, остальные элементы останутся без изменений.

Геометрические параметры чертежа задаются через переменные с возможностью изменения значений в соответствующем диапазоне.

Указанные положения рассмотрим на примере создания параметрической модели детали типа «ВАЛ» (рис.1). При создании модели задаем следующие условия:

- осевая линия вала соответствует базовой горизонтальной линии, относительно которой будут задаваться диаметральные размеры;
- в качестве базовой вертикальной линии зададим один из торцов, например, правый торец;
- вычертим верхнюю половину детали и затем симметрично ее отобразим относительно оси;
- фаски, радиусы скруглений создадим при помощи специальной команды «Фаски».

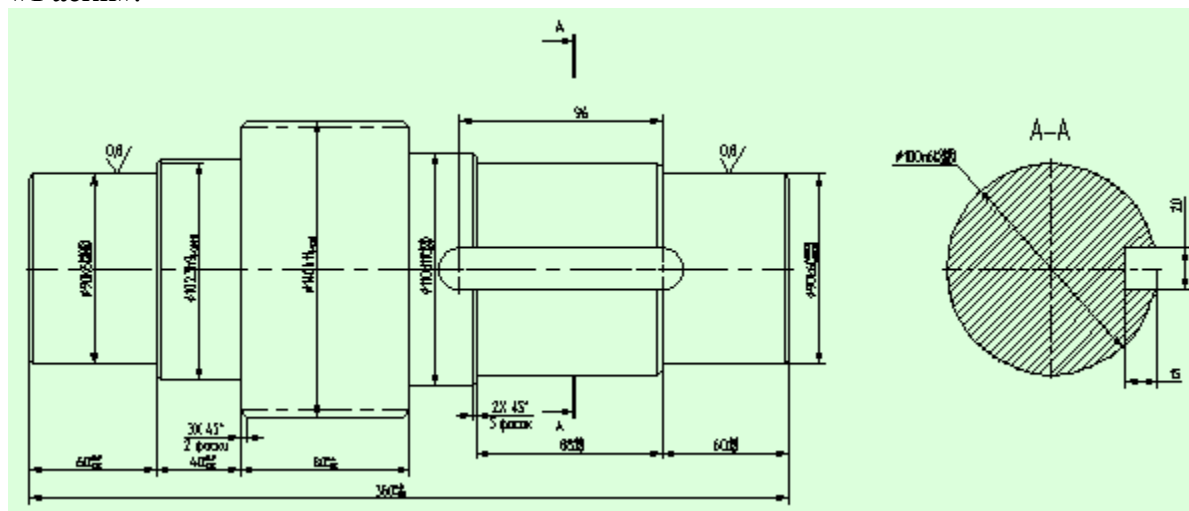


Рис.1. Чертеж вала

Прежде чем приступать к созданию параметрической модели детали, необходимо проанализировать ее чертеж: определить количество ступеней вала, соответствующих количеству горизонтальных линий построения; определить количество вертикальных линий, а также зависимости их построения.

В нашем случае количество горизонтальных линий - пять, включая и базовую горизонтальную линию, а количество вертикальных – семь, включая базовую вертикальную линию.

Построение чертежа детали в T-FLEX CAD начинается с создания элементов построения. На первом этапе создаются базовые линии построения, от которых в дальнейшем строятся новые линии построения. Для вала первым шагом является создание двух пересекающихся прямых и узла в месте их пересечения (узел N) (рис. 2). При этом горизонтальной линии соответствует ось вала, а вертикальной линии – правый торец.

Относительно горизонтальной базовой линии откладываем параллельные линии, соответствующие количеству ступеней вала. При этом можно сразу задавать необходимые размеры линий.

Подводим курсор к горизонтальной линии, выбираемая линия высветится и около курсора появится подсказка в виде названия элемента.

Нажатием левой кнопки мыши создаем параллельную прямую, динамически перемещаемую относительно базовой. Ее положение можно задать, воспользовавшись клавишей <P>. В появившемся окне «**Параметры прямой**» в графе «**Расстояние**» задаем необходимое значение положения прямой – 45 мм. Не выходя из команды, аналогичным образом задаем положение всех горизонтальных линий (рис. 3).

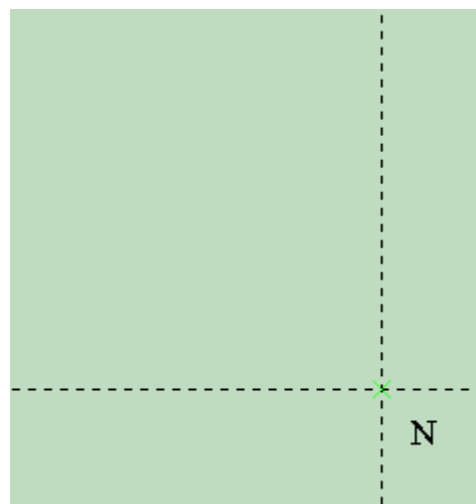


Рис. 2. Создание базовых линий построения

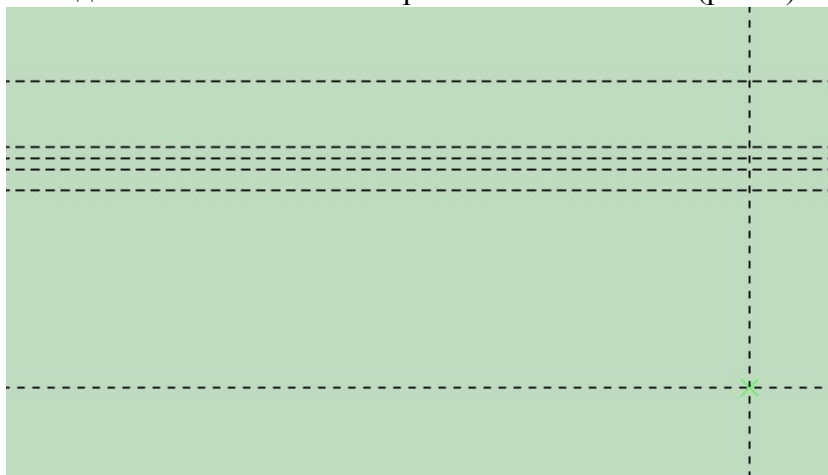


Рис. 3. Горизонтальные линии построения

Перейдем к построению вертикальных линий: для этого нажатием правой кнопки мыши выйдем из предыдущей команды. Подводим курсор к вертикальной базовой линии и относительно нее задаем положение левого торца детали. Задается сразу положение левого торца относительно правого, соответствующее длине детали. Для этого воспользовавшись клавиатурой <P> вызываем диалоговое окно «**Параметры прямой**» и в графе «**Расстояние**» задаем необходимое значение положения прямой – 360 мм.

**Особой внимание следует обратить на следующее.**

Вертикальные прямые необходимо привязывать в соответствии с проставленными размерами на чертеже. К примеру, если размер проставлен от левого торца, то и

вертикальную линию, соответствующую этому линейному размеру привязывают к левому торцу. По той же методике привязываются и все остальные вертикальные линии. Таким образом строим параметрический каркас детали (рис. 4).

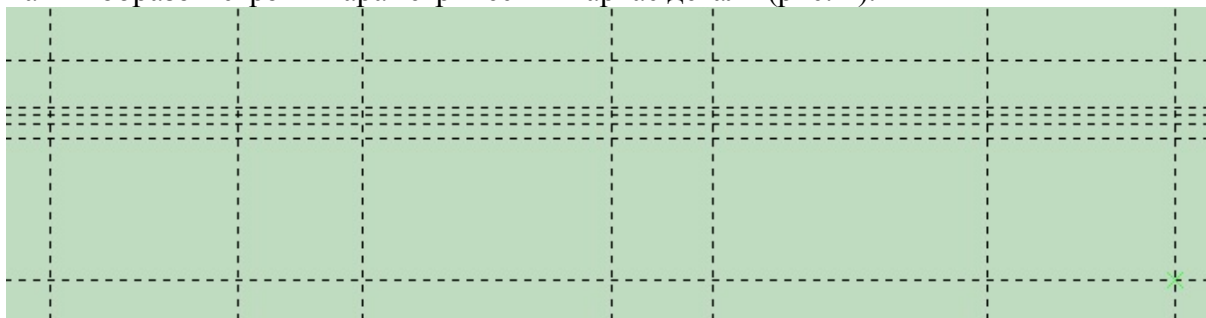


Рис. 4. Параметрический каркас детали

После нанесения всех вспомогательных линий построения приступаем к нанесению элементов, формирующих изображение чертежа.

Вызовем команду **«Чертеж/Изображение»**. Выбираем начальный узел **N** (нулевую точку) и от него пойдем в вверх, соединяя последовательно все необходимые узлы. Прервать команду можно правой кнопкой мыши. После нанесения основных линий изображения необходимо указать осевую линию. Для этого подводим курсор к осевой линии, выделяем ее нажатием левой кнопки мыши, вызываем меню **«Свойства»** и в появившемся окне указываем тип линии **«CENTER»** (рис.5.).

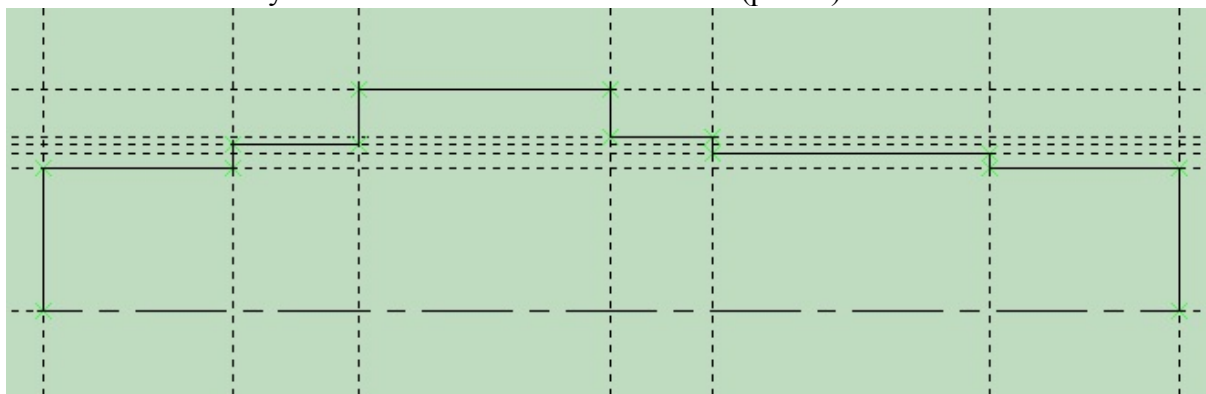


Рис. 5. Построение линий изображения вала

Следующим этапом построим фаски. Выбрав команду **«Чертеж/Фаска»**, задаем тип фаски, указываем ее параметры, подтверждаем перечисленные данные нажатием кнопки **«ОК»** и указываем элементы, между которыми необходимо создать фаску. Подобным образом строим и радиусы скруглений (рис.6).

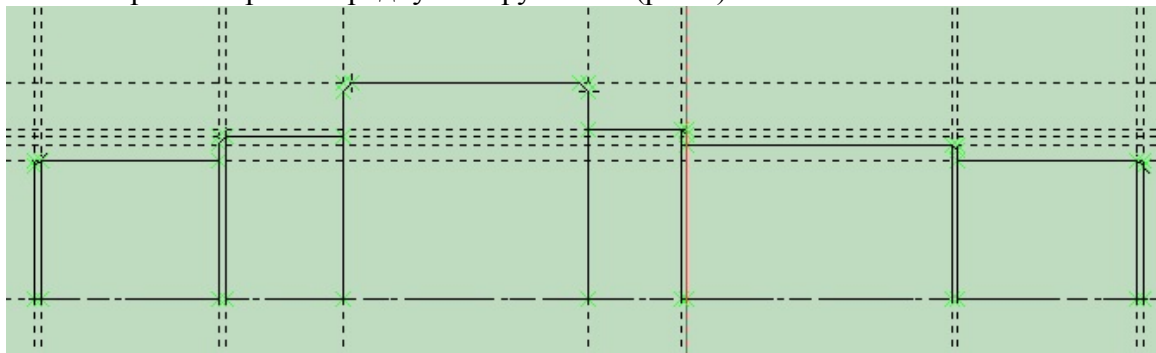


Рис. 6. Построение фасок

Перейдем к построению шпонки. Выберем команду **«Построить прямую»** и зададим относительно осевой линии горизонтальную линию, соответствующую  $\frac{1}{2}$  ширине шпонки. Создадим две вертикальные линии, соответствующие началу и концу шпонки. При этом начало шпонки привяжем относительно торца детали, а конец шпонки привяжем относительно начала шпонки. Далее создадим радиусы скруглений шпонок. В команде **«Построить окружность»** укажем центр окружности в точке пересечения вертикальной и горизонтальных линий, в качестве касательной выберем горизонтальную линию, соответствующую  $\frac{1}{2}$  ширине шпонки. Аналогично построим и вторую окружность. Перейдем в команду **«Чертеж/Изображение»** и построим линии изображения шпонки. Чертеж верхней половины вала закончен (рис.7).

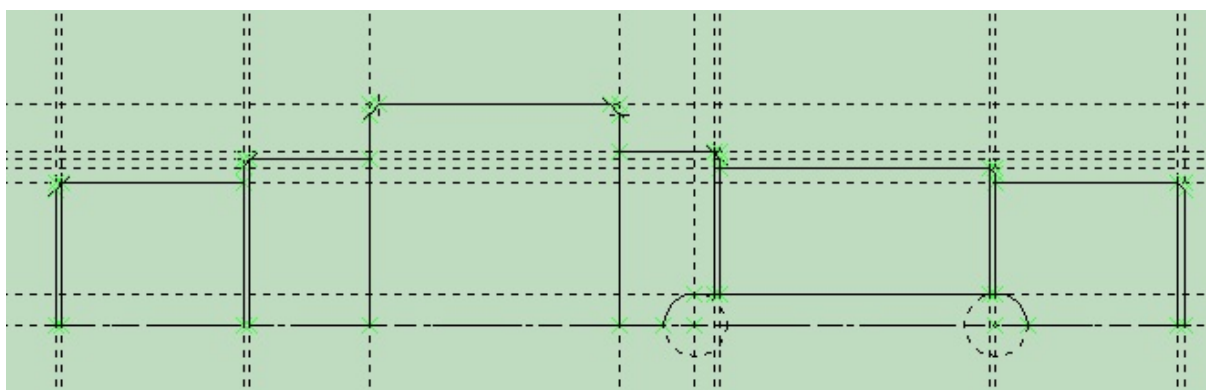


Рис.7. Чертеж верхней половины вала

Симметрично отобразим верхнюю половину детали относительно оси симметрии. Вызвав команду **«Чертеж/Симметрия»**, выберем все элементы для копирования (кроме осевой линии), на панели инструмента нажмем кнопку **OK**, выберем на линии симметрии два узла. Получили модель детали, вид спереди (рис.8).

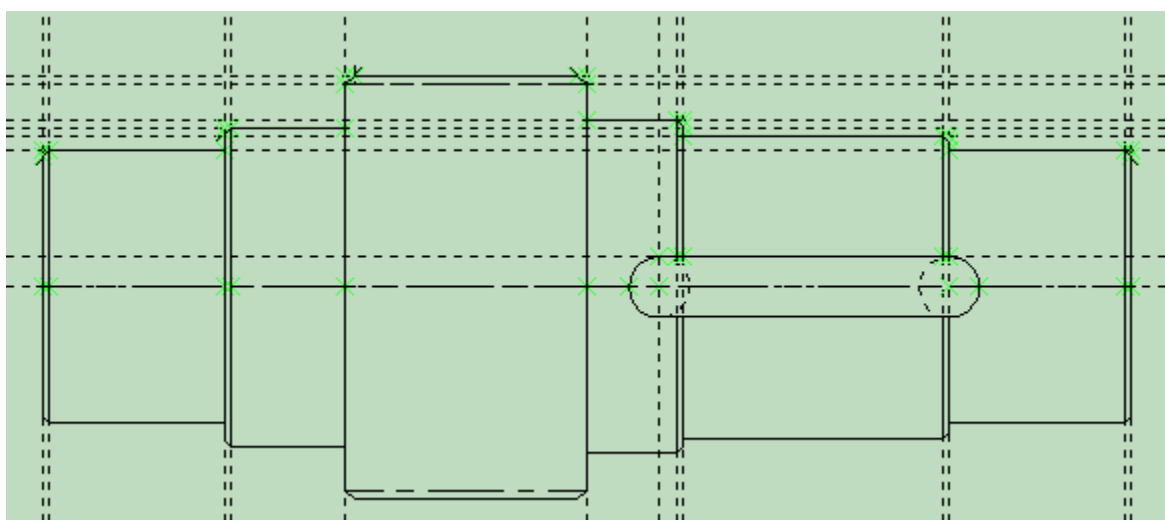


Рис.8. ВАЛ - вид спереди

Построим недостающее сечение, в нашем случае это ступень вала со шпоночным пазом (сечение А-А).

Перейдем к команде **«Построить прямую»**, и относительно базовой вертикальной прямой зададим параллельную прямую, которая пересекается с базовой горизонтальной линией с точке **М** (узел **М**). Вызовем команду **«Построить окружность»**, выберем узел в качестве центра окружности (узел **М**), а в качестве касательной к окружности – вертикальную линию, соответствующую диаметру ступени вала (рис.9).

Создадим сечение шпоночного паза. Для этого построим вертикальную линию, касательную окружности, относительно ее зададим вертикальную линию, соответствующую глубине шпоночного паза (рис.9).

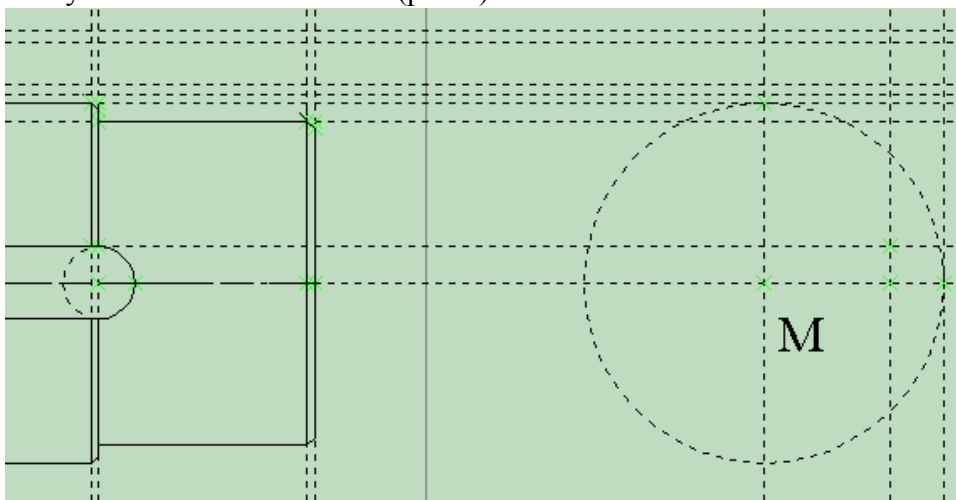



Рис.9. Параметрический каркас сечения А-А

Перейдем в команду **«Создать изображение»**, обведем верхнюю половину сечения, а нижнюю симметрично отобразим относительно горизонтальной оси.

Создание штриховки выполняется командой **«Чертеж/Штриховка»**. Включим режим автоматического поиска контура (кнопка ) и укажем курсором наш контур. Параметры штриховки подтверждаются нажатием кнопки **ОК**.

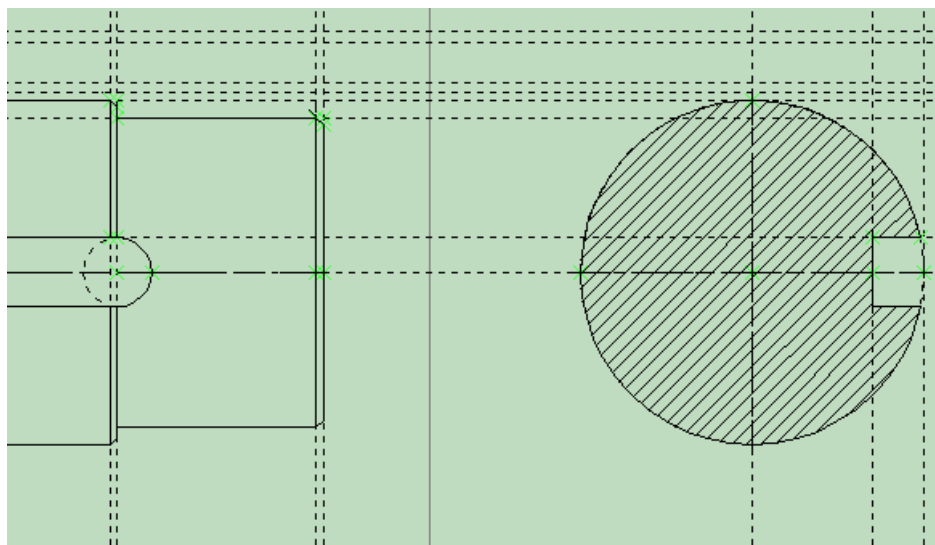


Рис. 10. Сечение А-А

В дальнейшем возможно оформить модель, проставить все необходим диаметральные и линейные размеры, шероховатости поверхностей, обозначения сечений (рис. 11).

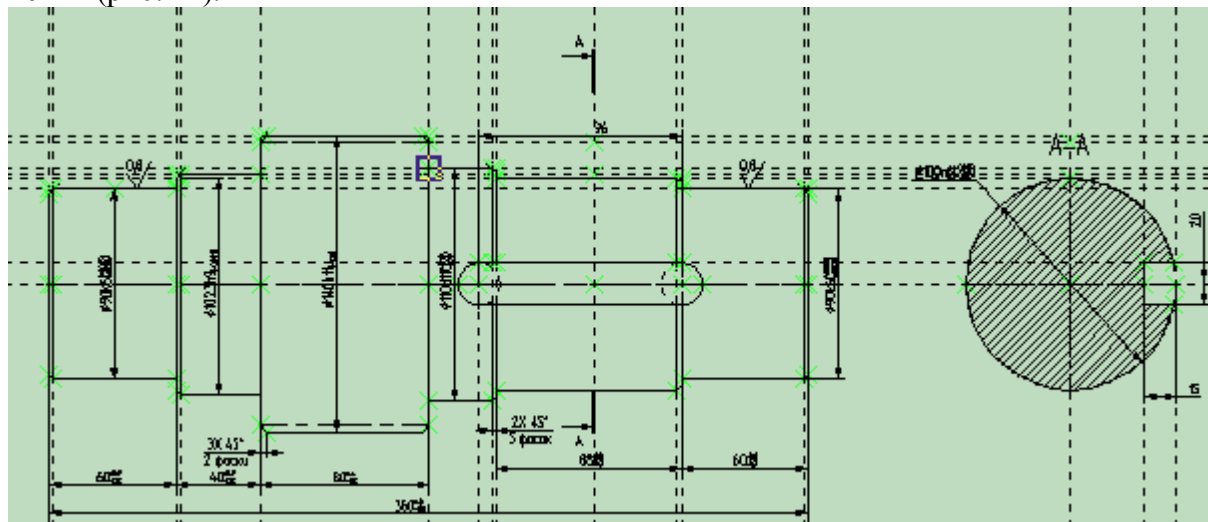



Рис. 11. Параметрическая модель детали

Для получения традиционного графического представления детали вызовем команду «Вид/Погасить построения» (кнопка ) , при этом все элементы построения станут невидимы и мы получим модель детали, представленной на рис.1. В таком же виде модель может быть выведена на печать.

Отличительной особенностью разработанной модели является то, что для ее глобального изменения достаточно изменить параметры элементов на одном из видов. При этом автоматически изменяются параметрические размеры на всех остальных видах. Например, при изменении диаметра ступени вала со шпоночным пазом на одном из основных видов, автоматически изменяется диаметр в сечении А-А. Изменяя параметры шпоночного паза на одном из видов, убеждаемся, что и на другом виде размеры шпоночного паза изменяются соответственно. При изменении одного из линейных размеров, остальные не изменяются, кроме свободного размера, который компенсирует изменения.

Приведенная последовательность создания параметрической двухмерной модели позволяет осуществлять корректировку конструкции детали (сборочной единицы) изменяя численные значения параметров. При этом остальные параметры остаются неизменными либо изменяются в соответствии с заданными зависимостями.

## АПРИОРНАЯ ОЦЕНКА КАЧЕСТВА СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПРИ ИХ ВЫПОЛНЕНИИ НЕАДАПТИВНЫМИ РОБОТАМИ

**Жак С.В., Людмирский Ю.Г., Морковник Е.А.**

(каф. ИО, РГУ, г. Ростов-на-Дону, Россия)

Робототехника развивается быстрыми темпами и является одним из интенсивно используемых и экономически эффективных средств автоматизации сварочного производства в промышленно развитых странах. Одной из проблем роботизации процессов

изготовления сварных конструкций, в частности, эффективного использования комплексов дуговой сварки неадаптивными роботами, предназначенных для создания конструкций сельскохозяйственного машиностроения, является проблема обеспечения точности направления конца электрода по стыку, что в значительной мере определяет качество сварного соединения, а значит, и эффективность применения роботизированных комплексов в целом.

Обычно контроль качества сварных швов производится после их изготовления (*a posteriori*), методом рентгеновского просвечивания, гидравлическими и прочностными испытаниями. Однако такие методы не годятся при выборе новой технологии (не говоря уже о том, что при неудовлетворительном качестве вся сделанная работа – впустую, затраты – не являются оправданными). В этой связи возникает проблема выбора параметров технологии сварки до ее проведения (*a priori*). Важнейшим элементом такого выбора является получение соотношений, позволяющих заранее оценивать качество шва и выбирать параметры, увеличивающие вероятность положительного исхода дела. Следует отметить, что при всей важности такой априорной оценки, она является одним из элементов оптимального проектирования, выбора технологии – половиной (или меньшей частью) общей задачи. Но для ее постановки и решения этот элемент – формулы и соотношения для априорной оценки – совершенно необходим.

Качество сварного шва и технология его изготовления определяется многими факторами, важнейшими из которых являются:

- смещение конца электрода относительно реального положения стыка ( $X$ );
- величина зазора в стыке ( $Y$ );

Эти величины являются случайными, но для них можно считать известными диапазоны их реального изменения, образующие область возможного изменения этих параметров -  $R_0$ .

Высокое качество соединительного шва обеспечивается при условии, что отклонение электрода от реального положения стыка  $X$  и зазор в стыке  $Y$  не будут превышать некоторых предельных значений. Технические требования позволяют выделить условия, при которых брак отсутствует (область  $R_1$ ,  $R_1 \subset R_0$ ).

Доля  $p$  изготовления годных (не бракованных) сварных швов при этом определяется по формуле [1]:

$$p = \Pr\{(X, Y) \in R_1\} = \iint_{R_1} p_{(X,Y)}(x, y) dx dy, \quad (1)$$

где  $p_{(X,Y)}(x, y)$  - совместная плотность вероятности случайных величин (СВ)  $X$  и  $Y$ .

Исходную задачу можно уточнить, если принять во внимание тот факт, что в действительности величина  $X$  является функцией двух независимых СВ -  $X_1$  и  $X_2$ :

$$X = X_1 - X_2,$$

где  $X_1$  - смещение электрода горелки относительно проектного положения линии сварки;  $X_2$  - смещение линии стыка свариваемых деталей относительно проектного положения линии сварки;

Таким образом, задача сводится к отысканию функций распределения СВ  $X_1$ ,  $X_2$  и  $Y$ . Величина смещения электрода горелки относительно проектного положения линии сварки ( $X_1$ ) представляет собой композицию многих случайных величин, зависящих от робота, его оснастки и оператора-программиста. Величину возможного сме-

щения свариваемых кромок от проектного положения ( $X_2$ ) и величину зазора в соединении ( $Y$ ) можно рассчитать, зная схему базирования изделий в приспособлении. В общем случае эти величины представляют собой функции вида:

$$f(Y_1, \dots, Y_n) = \sum_{i=1}^k c_i Y_i - \sum_{i=k+1}^n c_i Y_i + C,$$

где  $C, c_i \geq 0$  ( $i = \overline{1, n}$ ) - постоянные величины, а каждая из СВ  $Y_i$  ( $i = \overline{1, n}$ ) распределена по усеченно-нормальному закону с известными параметрами распределения.

В простейших случаях вычисление долей  $p$  и  $(1-p)$  легко осуществить с помощью имитационного моделирования на персональном компьютере, генерируя псевдослучайные величины с требуемым распределением и подсчитывая долю точек, попадающих в область  $R_1$ . Вычислительные эксперименты, проведенные для одной из самых распространенных схем базирования (рис. 1) показывают, что результаты, полученные при численном интегрировании по формуле (1), близки к значениям, рассматриваемого показателя (доли годных швов), полученного путем имитационного моделирования [2]. Однако имитационное компьютерное моделирование не решает задачи построения априорной оценки - и потому, что при каждом изменении параметров и условий его нужно проводить заново, и потому, что рассмотрение более общих распределений трудно реализуемо с помощью имитационных процедур.

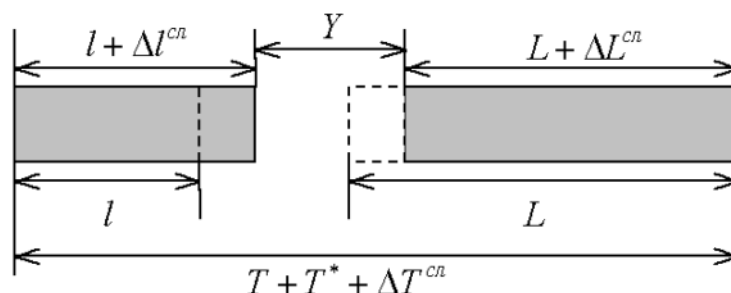


Рис. 1. Схема базирования свариваемых деталей в приспособлении.  $l, L$  - номинальные размеры деталей, подлежащих сварке;  $(l + \Delta l^{cl})$ ,  $(L + \Delta L^{cl})$  - их фактические размеры;  $\Delta l^{cl}$ ,  $\Delta L^{cl}$  - случайные погрешности изготовления деталей с известными диапазонами изменения:  $\Delta l^H \leq \Delta l^{cl} \leq \Delta l^G$ ,  $\Delta L^H \leq \Delta L^{cl} \leq \Delta L^G$ ;  $T = l + L$  - номинальный размер сварочного приспособления;  $(T + T^* + \Delta T^{cl})$  - его реальный размер;  $\Delta T^{cl}$ ,  $\Delta T^H \leq \Delta T^{cl} \leq \Delta T^G$  - погрешность изготовления сварочного приспособления,  $\Delta T^H \leq 0$ ;  $T^*$  - допуск на его изготовление.

**Список литературы:** 1. Вентцель Е. С., Овчаров Л. А. Теория вероятностей и ее инженерные приложения. - М.: Наука. - 1988. - 480 с. 2. Людмирский Ю. Г. Роботизация производства маложестких сварных конструкций. // Ростов-на-Дону: изд-во СКНЦ ВШ, 2002, 140 с.