

УДК 677.052.952

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
ЗАЖИМНОГО МЕХАНИЗМА
ВЫСОКОСКОРОСТНОГО БОБИНОДЕРЖАТЕЛЯ ОСЕВОГО ПРИВОДА**

**DESIGNING OF TECHNICAL PARAMETERS
OF A CLAMPING MECHANISM
OF A HIGH SPEED BOBBIN HOLDER OF AXIAL TYPE**

П.А. БАШАШИН
P.A. BASHASHIN

(Московский государственный текстильный университет им. А.Н. Косыгина)
(Moscow State Textile University "A.N. Kosygin")
E-mail: office@msta.ac.ru

В статье рассмотрены основные требования, предъявляемые к высокоскоростным бобинодержателям, методика проектирования основных звеньев высокоскоростного бобинодержателя бесфрикционного типа.

Предложенная методика проектирования позволяет создать оптимальную конструкцию высокоскоростного бесфрикционного бобинодержателя для наматывания стеклянных и базальтовых нитей.

The article describes basic requirements made on high speed bobbin holders, the methods of designing basic units of a high speed bobbin holder of axial type. The methods of designing described in the article makes it possible to make optimal construction of a high speed holder of axial type for winding glass and basalt threads.

Ключевые слова: бобинодержатель, проектирование, определение размеров, зажимающий кулачок, бобина, кулачковый диск, вал.

Keywords: a bobbin holder, designing, size definition, a clamping droplet, a bobbin, a droplet disk, a shaft.

При проектировании высокоскоростных бобинодержателей кулачкового типа [1], [2] необходимо выполнить несколько обязательных условий: все вращающиеся звенья и механические системы должны иметь геометрическую и силовую симметрию относительно оси вращения бобинодержателя; центрирование и зажатие

сменной бобины кулачками должно осуществляться одновременно в двух ее поперечных сечениях I-I и II-II, удаленных от концов бобины соответственно на расстояние $s = 25 \dots 30$ мм; в каждом указанном поперечном сечении центрирование бобины должно осуществляться по трем равноудаленным друг от друга точкам,

расположенным на одной окружности, соосной с осью вращения бобинодержателя; три абсолютно одинаковых кулачка, центрирующих бобину в каждом поперечном сечении, должны иметь между собой жесткую кинематическую связь в виде кривошипно-шатунного устройства; две противоположные точки центрирования, находящиеся в разных поперечных сечениях, должны располагаться на одной образующей бобины.

В качестве примера приводим новую методику проектирования зажимного механизма высокоскоростного бобинодержателя осевого привода для наматывания базальтового ровинга.

Подбором технических параметров зажимного механизма высокоскоростного

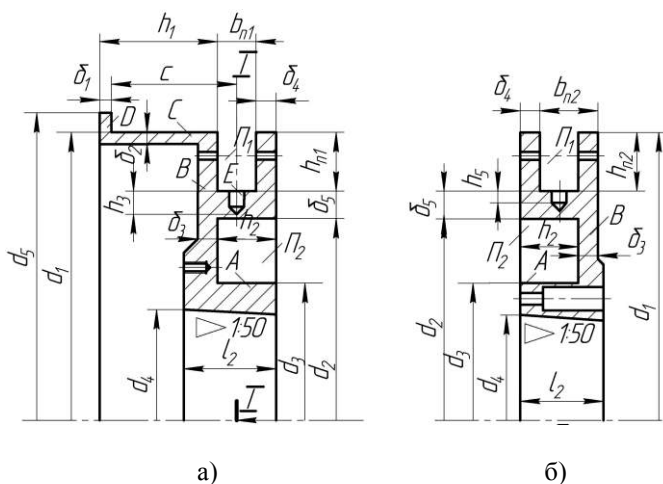


Рис. 1

Наружный диаметр направляющего стакана С: $d_1 = d_0 - 2\Delta_1$, где d_0 – номинальный диаметр осевого отверстия цилиндрической бобины (рис. 1); $\Delta_1 = 1...2,5$ мм – радиальный (кольцевой) зазор между направляющим стаканом С и бобиной.

Высота стакана $h_1 = c + \delta_1 - b_{п1}/2$, где $\delta_1 = 1,5...2$ мм – толщина буртика D; $b_{п1} = 8...10$ мм – ширина кольцевого канала Π_1 .

Толщину δ_2 стенки стального стакана можно брать равной $1,5...2$ мм. Если стакан дополнительно выполняет роль тормозного барабана, то его толщину следует увеличить до $2,5...3$ мм. Толщину δ_3 дна В следует брать несколько больше толщины

бобинодержателя осевого привода можно добиться высокой точности центрирования сменной бобины. Значение смещения зависит от точности центрирования сменной бобины с помощью зажимающего устройства.

Определим основные размеры кулачкового диска 1 (рис. 1 – схемы к проектированию кулачковых дисков: а и б – кулачковые диски соответственно 1 и 2), который состоит из ступицы А, дна В, направляющего стакана С, ограничительного буртика D, кольцевых каналов Π_1 и Π_2 , конического посадочного отверстия с максимальным диаметром d_4 и других элементов.

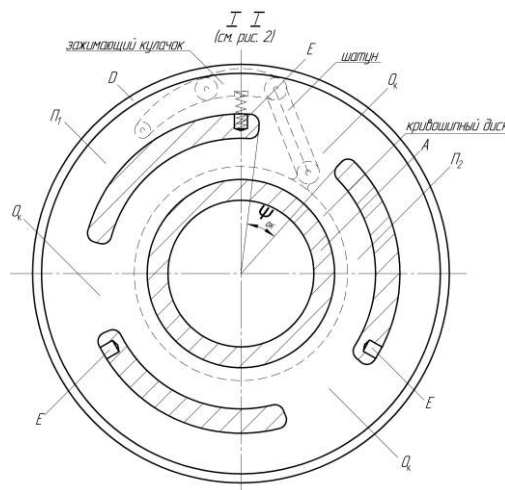


Рис. 2

δ_2 стенки стакана. При $d_1 \geq 100$ мм – $\delta_3 = 3,5...5$ мм. Толщину δ_4 правой стенки кольцевого канала Π_1 можно брать равной $2...2,5$ мм, а толщину δ_5 дна этого канала – выбирать в зависимости от длины $l_{пр.сж}$ пружины сжатия, устанавливаемой в радиальном глухом отверстии Е: $l_{пр.сж} \approx 6 \Delta_1$, где $l_{пр.сж}$ – длина сжатой пружины.

Глубина глухого отверстия Е: $h_3 \approx 0,5 l_{пр.сж} = 3\Delta_1$.

Ширина $b_{п1}$ и глубина $h_{п1}$ кольцевого канала Π_1 зависят от размеров зажимающего кулачка и величины радиального зазора Δ_1 ($b_{п1} = 8...10$, а $h_{п1} = 10...12$ мм).

В дне кольцевого канала Π_1 предусмотрены три радиальных глухих отверстия Е

(рис. 1 и рис. 2), фиксирующих положения пружин сжатия, установленных по одной под правым плечом каждого зажимающего кулачка, и три окна O_k для прохода шатунов, передающих движение от кривошипного диска зажимающим кулачкам. Рис. 2 – схемы расположения радиальных глухих отверстий E и окон O_k в дне кольцевого канала Π_1 . Центральный угол $\psi_{ок}$, соответствующий одному окну, зависит от длины и ширины шатуна и размеров двуплечего зажимающего кулачка. Значительно проще находить размеры окна графическим методом после определения основных размеров всех звеньев, входящих в состав кривошипно-шатунного зажимающего устройства.

Определим размеры плоского двуплечего зажимающего кулачка.

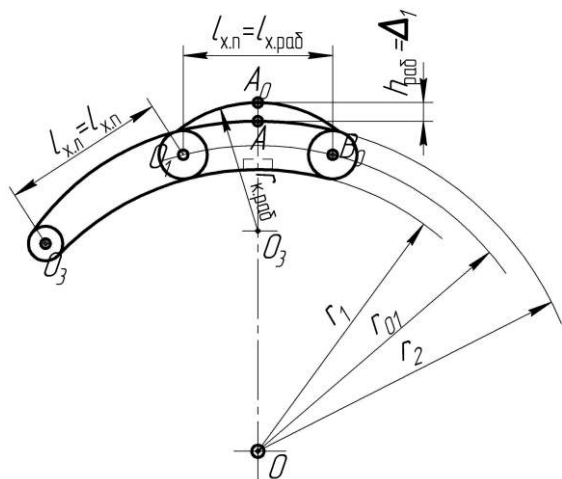


Рис. 3

В рабочем положении бобинодержателя из кольцевого канала Π_1 выступает только рабочий профиль зажимающего кулачка высотой $h_{раб}$ (рис. 3 – схема к проектированию двуплечего зажимающего кулачка). В этом случае радиус кривизны нерабочего профиля правого плеча кулачка $r_2 = d_1/2 = (d_0 - 2\Delta_1)/2$, а радиус кривизны рабочего профиля этого плеча $r_{к.раб} \approx 0,3r_2 = 0,15d_1$.

Длину хорды правого плеча кулачка не следует брать больше $r_{к.раб}$:

$$l_{x.п} = O_1B_1 = r_{к.раб} = 0,15d_1.$$

Длина хорды левого плеча зажимающего кулачка $l_{x.л} \leq l_{x.п}$.

При проектировании бесфрикционного бобинодержателя с горизонтально расположенным валом $l_{x.л} = l_{x.п} = 0,15d_1$.

Номинальная толщина δ_k и высота h_k правого плеча в его поперечном сечении, проходящем через точку контакта A_0 (рис. 3):

$$\begin{aligned} \delta_k &= b_{к.раб} + (2...2,5) \text{ мм}, \\ h_k &= r_2 - r_1 + \Delta_1, \end{aligned}$$

где $b_{к.раб} = 6...8$ мм – длина контактной полоски; $2...2,5$ мм – максимальный размер фаски на рабочем профиле правого плеча зажимающего кулачка.

Кулачок можно изготавливать из высокопрочного чугуна (ВЧ60-2) методом точно литья в выплавляемую модель.

Номинальная ширина кольцевого канала Π_1 :

$$b_{п1} = \delta_k = b_{к.раб} + (2...2,5) \text{ мм},$$

а глубина кольцевого канала:

$$h_{п1} = r_2 - r_1 + 2\Delta_1.$$

Конец левого плеча кулачка в рабочем положении должен находиться от дна кольцевого канала Π_1 на расстоянии $\Delta_2 = \delta_0/2$, где δ_0 – допуск на выполнение диаметра d_0 осевого отверстия цилиндрической бобины.

Ни одна наружная точка левого плеча зажимающего кулачка не должна выходить за пределы кольцевого паза Π_1 .

Диаметр окружности по основанию дна канала Π_1 : $d_2 = d_1 - 2(h_{п1} + \delta_5)$, а наружный диаметр цилиндрической ступицы A : $d_3 = d_2 - 2(\delta_{кр} + b_{ш})$, где $\delta_{кр}$ и $b_{ш}$ – толщина кривошипного диска и ширина шатуна.

Кривошипный диск следует изготавливать из антифрикционного серого чугуна АСЧ18-36.

Диаметр конического отверстия в ступице A :

$$d_4 = d_3 - (10...15) \text{ мм} = d_2 - 2(\delta_{кр} + b_{ш}) - (10...15) \text{ мм}.$$

Диаметр вала 1 на участке а: $d_a=d_4-5$ мм.

Полученный результат расчета d_a следует округлять до ближайшего номинального размера, значащегося в нормальном ряду для подшипников качения.

Глубина кольцевой проточки, необходимой для размещения в ней кривошипного диска:

$$h_2 = d_{п1} + \delta_4,$$

а общая длина ступицы А диска 1:

$$\ell_2 \geq h_2 + \delta_3 + 10 \text{ мм.}$$

Номинальный диаметр d_5 буртика D следует брать равным наружному номинальному диаметру сменной бобины.

Кулачковый диск 1 можно изготавливать из конструкционной стали 30.

Так как кулачковый диск 2 жестко крепится на конце консоли b вала 1, то при проектировании необходимо стремиться к уменьшению его массы до возможного минимума, что достигается путем уменьшения диаметров d_3 и d_4 (рис. 1), ширины $b_{п2}$ кольцевого канала Π_1 , длины ℓ_2 ступицы А и толщин стенок канала Π_1 . Наибольший эффект достигается при изготов-

лении диска 2 из легкого сплава АЛ9 или АЛ19.

ВЫВОДЫ

1. Высокоскоростной бобинодержатель – весьма ответственное устройство, требующее высокой точности изготовления (не ниже 7-го качества для вращающихся звеньев) и высокой точности динамической балансировки ($e \leq 0,1g/\omega^2_{\text{раб}}$).

2. Приведенная выше методика проектирования позволяет создать оптимальную конструкцию зажимающего механизма высокоскоростного бобинодержателя и добиться высокой точности центрирования сменной бобины.

ЛИТЕРАТУРА

1. SU, авт. свид. № 962164, В65Н, 54/54, Прошков А.Ф., Мельникова О.А. Бобинодержатель, 1982.
2. RU, патент. № 108030 U1, В65Н, 54/32, Башакин П.А. Бобинодержатель, 2011.
3. Прошков А.Ф. Расчет и проектирование машин для производства химических нитей и волокон: Учебник для вузов. – М.: РИО МГТУ им. А.Н. Косыгина, 2001.

Рекомендована кафедрой технологических машин и оборудования. Поступила 07.12.12.