

Министерство образования и науки Украины  
Донбасская Государственная Машиностроительная Академия

## **МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ**

к выполнению курсового проекта

*по дисциплине «Детали машин».*

Расчёт и конструирование сцепных кулачковых  
муфт

Краматорск 2001

Министерство образования и науки Украины  
Донбасская Государственная Машиностроительная Академия

## **МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ**

к выполнению курсового проекта

*по дисциплине «Детали машин».*

Расчёт и конструирование сцепных кулачковых  
муфт

Утверждено  
на заседании кафедры ОКММ  
Протокол № 10 от 25.06.01

Краматорск 2001

## *УДК 621.81*

Методические указания к выполнению курсового проекта по дисциплине «Детали машин» (для студентов механических специальностей вуза). Расчёт и конструирование сцепных кулачковых муфт. Сост. Карнаух С.Г. – Краматорск: ДГМА, 2002. – 22 с.

Предназначены для студентов, выполняющих проект по дисциплине «Детали машин». Преследует цель собрать воедино разрозненные в литературе сведения о конструкции и расчётах кулачковых муфт, а также дать конкретные рекомендации по их проектированию.

Составители:

С.Г. Карнаух, доц.

Отв. за выпуск:

С.Г. Карнаух, доц.

# 1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Сцепные кулачковые муфты применяются в основном для периодического соединения с валом свободно вращающихся на нём деталей. Такая конструктивная схема обусловлена повышенной чувствительностью кулачковых муфт к неточностям относительного расположения сопрягаемых зубчатых венцов. Для непосредственного соединения валов муфты применяются значительно реже, так как в этом случае подшипники валов должны быть размещены в одном корпусе.

Достоинства сцепных кулачковых муфт: небольшие габариты, надёжность, отсутствие проскальзывания соединённых деталей. Недостатки: невозможность включения при больших относительных частотах вращения соединяемых деталей ( $n_{\text{отн}} = 100 \dots 150 \text{ мин}^{-1}$ ;  $V_{\text{отн}} = 0,7 \dots 0,8 \text{ м/с}$ ), удары при включении в движении, ограниченная вероятность включения при отсутствии относительного перемещения полумуфт.

Типичная конструкция сцепной кулачковой муфты двухстороннего действия приведена на рис. 1. Средняя деталь с кулачками на торцах связана с валом шлицевым соединением. Расположенные слева и справа от неё шестерни тоже с кулачками на торцах свободно вращаются относительно вала на подшипниках скольжения. При перемещении средней детали влево через кулачки связывается с валом левая шестерня, при перемещении вправо – правая. Конструкция управления муфтой приведена на рис. 2. Средняя деталь перемещается с помощью сухаря, входящего в кольцевую проточку на

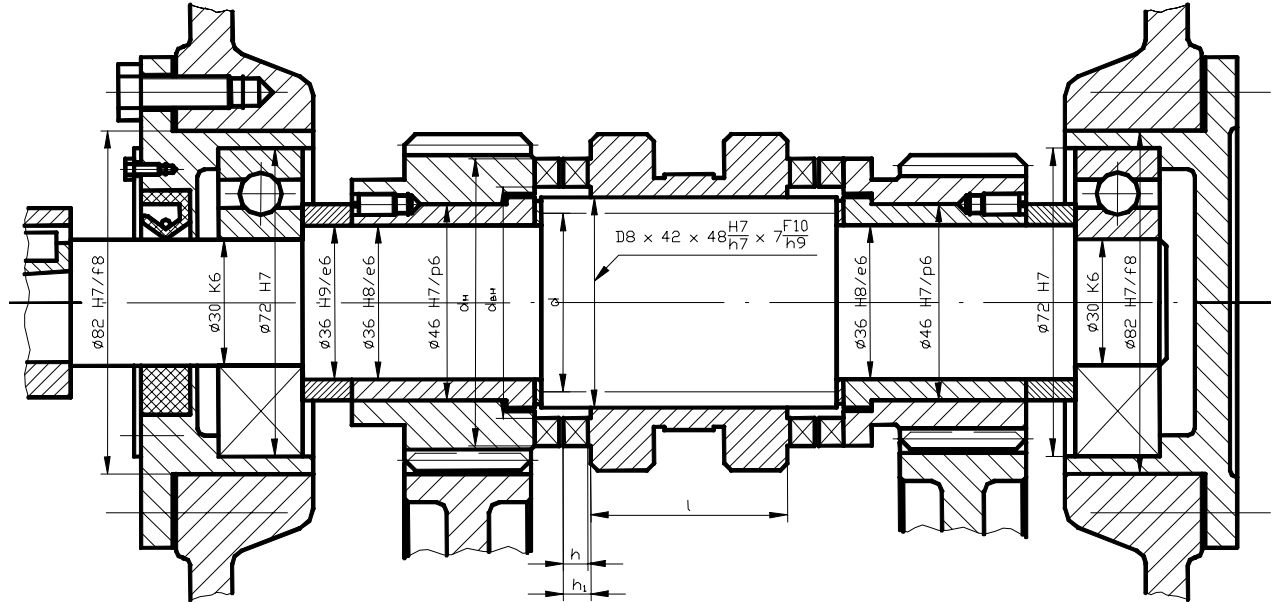
этой детали и подвижно укрепленного на конце поводка. Последний проворачивается вместе с валом рукоятки. Качающаяся каретка с зубом ограничивает угловой поворот рукоятки, а следовательно, и величину осевого перемещения средней детали муфты и фиксирует три основных положения средней детали: подключена левая шестерня, не подключена ни одна из шестерен, подключена правая шестерня.

На рис. 3 приведен другой вариант конструкции кулачковой муфты двухстороннего действия, а на рис.4 – механизм управления к ней.

Фиксация как нейтрального, так и включенного состояния желательна для недопущения случайного включения или самовыключения муфты. В кулачковых муфтах применяют следующие основные профили кулачков (рис. 5):

1 Треугольный профиль (рис. 5,а). Угол профиля  $\alpha=30...45^\circ$ , число кулачков 15...61. Муфты с кулачками треугольного профиля применяются преимущественно для передачи небольших вращающих моментов. Включения на ходу не допускает, так как в этом случае происходит быстрое обмятие вершин зубьев, имеют высокую вероятность включения в неработающей машине. При любом относительном положении полумуфт с треугольными кулачками они могут быть введены в зацепления осевым перемещением. Муфты с треугольными кулачками весьма склонны к самовыключению, поэтому полумуфты либо должны фиксироваться во включенном состоянии, либо прижиматься значительной внешней осевой силой.

5



*Рисунок 1 – Конструкция сцепной кулачковой муфты двухстороннего действия.*

*Детали на валу закреплены с использованием подшипников скольжения*

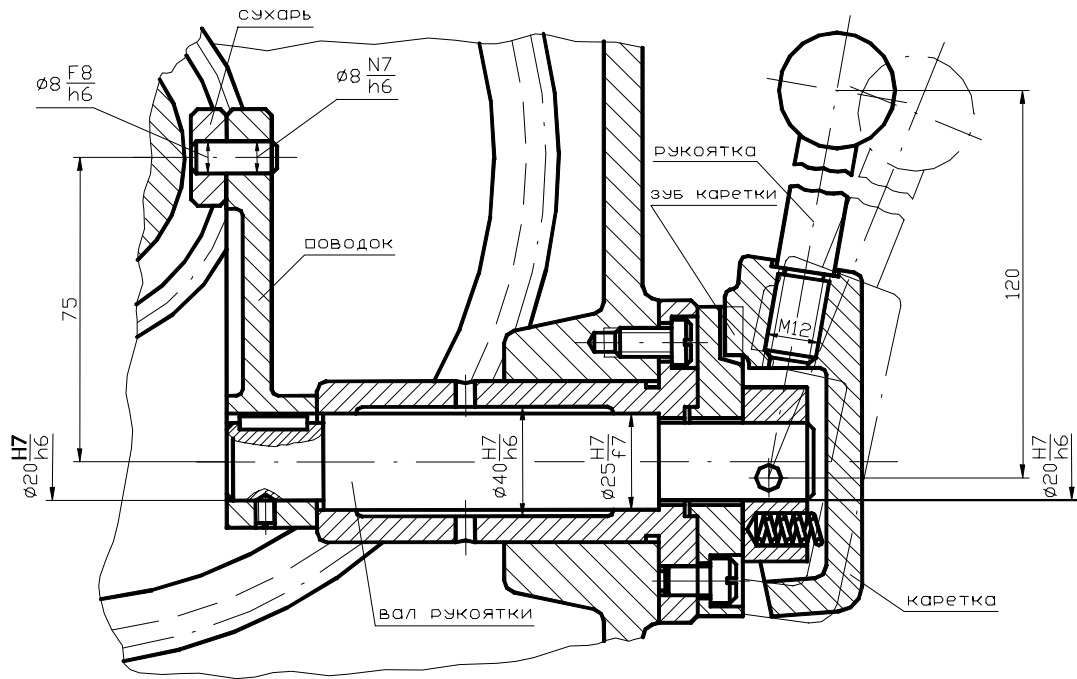


Рисунок 2 – Рычажный механизм управления муфтой с односторонним рычагом, смонтированный на одной стенке корпуса

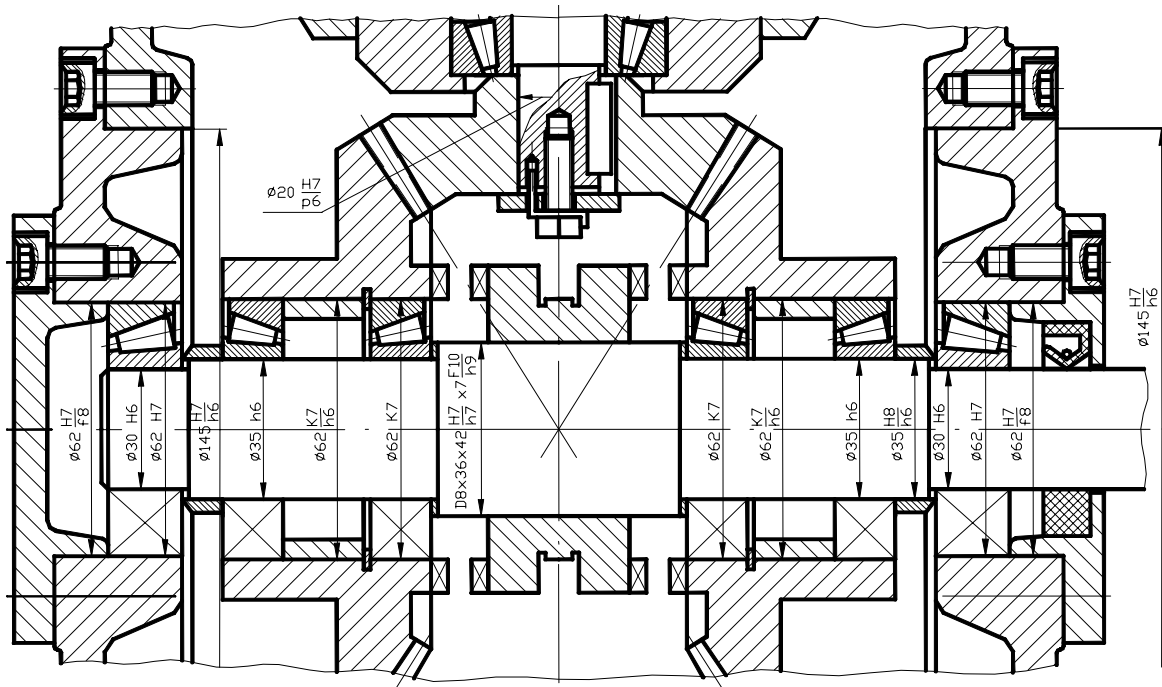
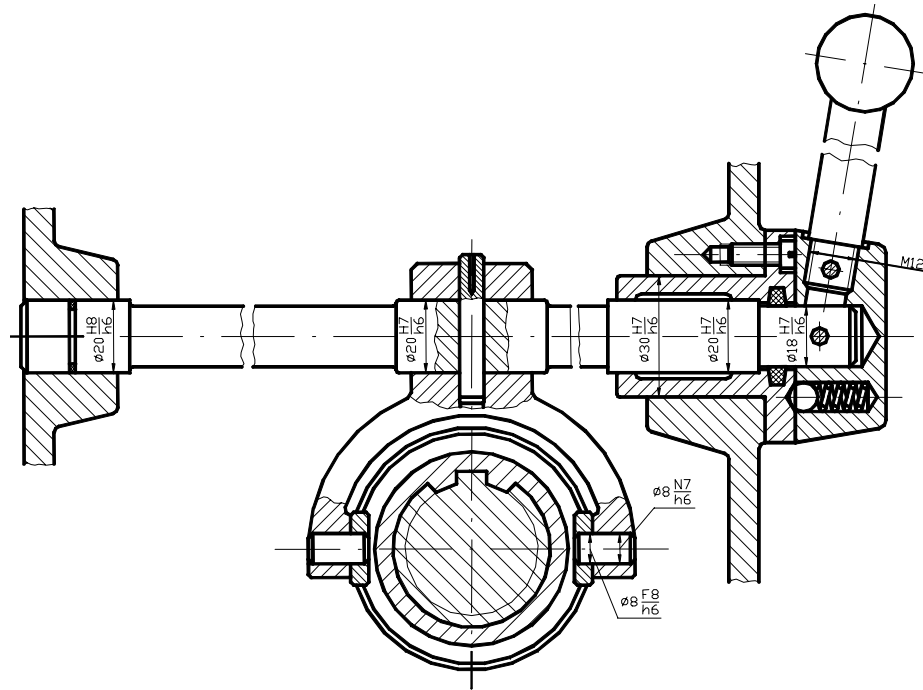


Рисунок 3 – Конструкция сцепной кулачковой муфты двухстороннего действия.  
 Детали на валу закреплены с использованием подшипников качения





*Рисунок 4 – Рычажный механизм управления муфтой. Вал двухстороннего рычага закреплён в двух противоположных стенках корпуса*

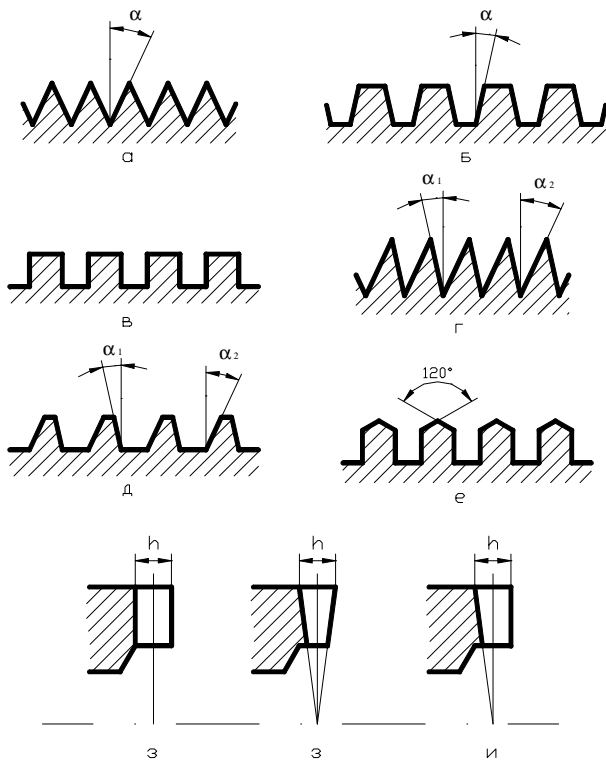


Рисунок 5 – Профили кулачков

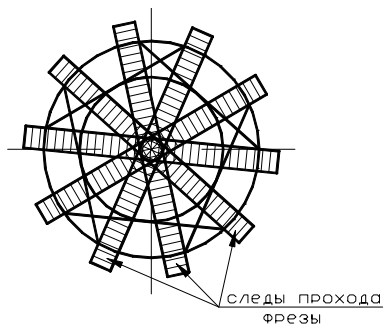


Рисунок 6 – Следы односторонней дисковой фрезы при нарезании кулачков

2 Трапецеидальный профиль (рис. 5,б). Угол профиля  $\alpha=3...10^\circ$ , число кулачков 3...15. Муфты с кулачками трапецеидального профиля применяются в машинах реверсивного действия. Трапецеидальные кулачки обеспечивают беззазорное сцепление полумуфт, высокую вероятность включения, незначительную склонность к самовыключению, сравнительно устойчивы против смятия при включении под нагрузкой.

3 Прямоугольный профиль (рис. 5,в). Не обеспечивает беззазорного сцепления, имеет очень малую вероятность включения, поэтому применяется редко. Его единственное достоинство – возможность нарезания кулачков наиболее распространёнными цилиндрическими дисковыми фрезами.

4 Несимметричные профили (рис. 5, г,д). Применяются в нереверсивных машинах. Уменьшение угла профиля со стороны контакта снижает возможность самовыключения, а поддержание достаточно большого общего угла вклинивания кулачка позволяет сохранить значительную вероятность включения муфты.

Формы кулачков в осевом сечении полумуфты приведены на рис. 5, ж, з, и. Треугольный кулачок должен иметь уменьшающуюся к оси муфты высоту  $h$  (см. рис. 5, з). Прямоугольные, трапецеидальные кулачки чаще всего имеют одинаковую высоту  $h$ . При нечётном количестве кулачков такой профиль позволяет нарезать полумуфты односторонними дисковыми фрезами (рис. б). Скосы на торцах трапецеидальных и прямоугольных кулачков (рис. 5, е) делают для облегчения включения муфты. Рабочие поверхности кулачков обычно

выполняют плоскими, однако известны случаи, когда у муфт, включаемых под нагрузкой и на ходу, рабочие поверхности кулачков очерчивались по винтовой линии. Наибольшее распространение получили сцепные кулачковые муфты с трапецидальными кулачками. Конструктивные размеры кулачковых венцов таких муфт по нормали станкостроения приведены в табл. 1 (обозначения см. на рис. 1).

**Таблица 1 – Конструктивные размеры кулачковых венцов кулачковых муфт**

Способы включения и выключения муфты	Число кулачков z	Наружный диаметр $d_n$ , мм	Радиальная ширина кулачка $(d_n - d_{вн})/2$ , мм	Высота кулачка h, мм	Высота кулачкового венца h', мм
Ручной	7	35	6	4	5
		40	7		
		45	7		
	9	50	8		
		55	10		
		60			
Автоматический (зуб нормальный)	5	40	5...8	4	5
		45	5...10		
		50			
		55			
	7	60	5...10	6	7
		70			
		80			
Ручной и автоматич. при работе с небольшими скоростями (зуб мелкий)	7	40	5...8	4	5
		45	5...10		
		50			
		55			
	9	60		5...10	6
		70			
		80			
		90			

Примечания:

1 Угол рабочего профиля во всех случаях

$$\alpha = 3...8^\circ (10^\circ).$$

2 Центральные углы впадины  $\beta$  и кулачка  $\gamma$  рассчитываются по формуле

$$\beta = \gamma = \frac{360^\circ}{2z}$$

и выполняются с жёстким допуском:  $\beta_{+20'}^{+40'}$ ,  $\gamma_{-20'}^{-40'}$ .

3 Длина ступицы у подвижной полумуфты

$$l = (1...2)d.$$

Рекомендуемые для кулачковых полумуфт материалы: сталь 20Х; 20ХН; 12ХНЗ; 20ХНЗ и аналогичные с цементацией рабочих поверхностей кулачков и закалкой до твёрдости HRC 54...60.

## 2 РАСЧЁТЫ КУЛАЧКОВЫХ МУФТ

Причиной выхода из строя кулачковой муфты может стать износ (смятие) рабочих граней кулачков или их разрушение. Соответственно, применительно к кулачковым муфтам выполняются такие расчёты:

1 Проверочный расчет на отсутствие смятия рабочих поверхностей. Расчётная формула -

$$\sigma_{см} = \frac{2000TK_F}{d_{cp} 0,75zbh} \leq [\sigma]_{см},$$

где Т – передаваемый муфтой номинальный вращаю-

щий момент, Н м.  $T = 9,55 \cdot 10^3 \frac{P}{n}$ ;

$P$  – передаваемая мощность, кВт;

$n$  – частота вращения подключаемой детали, мин<sup>-1</sup>;

$K_F$  – коэффициент запаса, учитывающий возможные допускаемые колебания номинального момента. Выбор коэффициента в какой-то степени произволен. Распространённые значения  $K_F = 1,3 \dots 2$ , (желательно согласовать этот коэффициент с кратностью перегрузки механизма, допускаемой предохранительными устройствами, или с кратностью максимального, опрокидывающего, момента двигателя);

$d_{cp}$  – средний диаметр кулачков, мм.  $d_{cp} = (d_n + d_{вн})/2$ ;

$z$  – количество кулачков;

0,75 – коэффициент неравномерности нагружения кулачков;

$b$  – радиальная ширина кулачка, мм.  $b = (d_n - d_{вн})/2$

$h$  – высота кулачка в мм, измеренная параллельно оси муфты ( при кулачках переменной высоты – средняя );

$\sigma_{см}$ ,  $[\sigma]_{см}$  – действительные и допускаемые напряжения на рабочей грани кулачка, МПа.

Для рекомендованных выше материалов получили распространение следующие практические нормы:

- муфта не включается на ходу –  $[\sigma]_{см} = (180 \dots 220)$  МПа;

- муфта включается на ходу или не предусмотрена блокировка от такого включения –  $[\sigma]_{см} = (30 \dots 40)$  МПа.

Рекомендуется верхние значения принимать для муфт с малым числом кулачков ( $z = 3 \dots 5$ ), нижние – с большим ( $z=7 \dots 9$  и более).

2 Проверочный расчёт на изгибную прочность кулачка. Расчётная формула -

$$\sigma_{из} = \frac{2000TK_F h \cdot 6}{d_{cp} 0,75zbs^2} \leq [\sigma]_{из},$$

где  $s$  – хордальная ширина кулачка, мм, на окружности среднего диаметра и средняя по высоте кулачка, может быть приближённо рассчитана по формуле

$$S = \frac{\pi d_{cp}}{2z};$$

$\sigma_{из}$ ,  $[\sigma]_{из}$  – действительные и допускаемые напряжения изгиба, МПа;

$[\sigma]_{из}$  рекомендуется рассчитывать по формуле

$$[\sigma]_{из} = \frac{\sigma_T}{S},$$

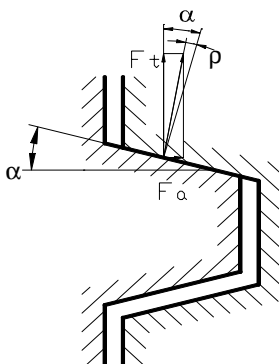
где  $\sigma_T$  – предел текучести материала,

$S$  – коэффициент запаса: для муфт, включаемых на ходу -  $S = 5 \dots 6$ ; для муфт, не включаемых на ходу -  $S = 1,5$ .

Математические зависимости этого расчёта несколько условны. Основная расчётная формула получена в предположении, что на кулачки действует только номинальная нагрузка (без учёта динамической составляющей при включении на ходу), причём приложена она к вершине кулачка; максимальные напряжения предполагаются у основания кулачка, а рабочее сечение

принимается меньшим на средней высоте кулачка; фактическое рабочее сечение (сектор кольца) заменяется прямоугольником с размером длинной стороны, равным хорде сектора или длине средней дуги. Поэтому и расчёт допускаемых напряжений следует считать условным, а значения коэффициента запаса – практическими коэффициентами.

Помимо недостаточной прочности кулачков муфта может временно выйти из строя вследствие самовыключения. Основная выталкивающая сила  $F_a$  в зацеплении кулачков обусловлена наклоном рабочих граней у кулачков остроугольной формы. Она тем больше, чем больше угол  $\alpha$  (рис. 7). Так как стремление увеличить вероятность включения приводит к естественному желанию сделать этот угол возможно большим, спроектированную муфту следует проверить на отсутствие самовыключения.



*Рисунок 7 – Разложение сил в зацеплении кулачков*  
 Расчётная формула



$$\operatorname{tg} \alpha \leq f \left( 1 + \frac{d_{cp}}{d_B} \right)$$

где  $f$  – коэффициент трения между кулачками и в сопряжении с валом подвижной полумуфты (принят одинаковым) -  $f \approx 0,1 \dots 0,2$ ;

$d_B$  – диаметр вала в месте сопряжения его с подвижной полумуфтой;

$d_{cp}$  – средний диаметр кулачков.

Формула получена в предположении, что выталкивающая сила  $F_a$  не должна превосходить силы трения в сопряжении вала с подвижной полумуфтой.

К расчёту муфты относится также выбор основных параметров механизма управления.

Осевая сила  $Q_H$ , которую нужно приложить к подвижной полумуфте для включения или выключения муфты под нагрузкой, рассчитывается по формуле

$$Q = \frac{2000T}{d_{cp}} \left[ f \frac{d_{cp}}{d_B} + \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \right],$$

где  $\rho = \operatorname{arctg} f$  – угол трения.

Зависимость получена из условия, что сила включения должна преодолевать выталкивающую силу в зацеплении и силу трения в сопряжении с валом подвижной полумуфты.

Если усилие рабочего на рукоятке ограничить значением  $F_{\text{раб}} = (60 \dots 150)H$ , то передаточное число механизма управления

$$i = \frac{Q}{F_{\text{раб}} \eta},$$

где  $\eta$  – КПД,  $\eta \approx 0,96 \dots 0,98$ .

В механизмах управления рычажного типа требуемое передаточное число обеспечивается подбором длины рукоятки и поводка.

### Пример расчёта

Спроектировать сцепную кулачковую муфту для передачи с вала на свободно насаженную на нём деталь мощности  $P = 1,7$  кВт при частоте вращения  $n = 600$  1/мин. Расчётный диаметр вала  $d_v = 35$  мм. Возможно включение муфты на ходу. Управление муфтой ручное.

#### *Порядок расчёта*

1 Принять наружный диаметр муфты  $d_n$ . В каждом конкретном случае эта величина назначается с учётом диаметра детали, на которой придется нарезать кулачки, диаметра вала (или наружного диаметра шлицев) в месте расположения подвижной полумуфты, удобства сборки и т.д. Распространена норма  $d_n \approx (2 \dots 2,5)d_v$ .

Для рассматриваемого случая принимаем:  
 $d_n = 2 \cdot d_v = 2 \cdot 35 = 70 \text{ мм}$ .

2 Выбрать профиль кулачков. Не исключена реверсивность работы муфты: принимаем трапецеидальный профиль. Учитывая рекомендации, изложенные в таблице, принимаем: количество кулачков  $z=9$ ; радиальную ширину кулачков  $b=10$  мм; высоту кулачков  $h = 4$  мм.

Тогда внутренний диаметр  
 $d_{\text{вн}} = d_{\text{н}} - 2b = 70 - 2 \cdot 10 = 50 \text{ мм};$

средний диаметр

$$d_{\text{cp}} = \frac{d_{\text{н}} + d_{\text{вн}}}{2} = \frac{70 + 50}{2} = 60 \text{ мм}.$$

Принимаем угол профиля  $\alpha = 5^\circ$ . ( $\text{tg} \alpha = 0,087$ ).

Коэффициент трения (сталь по стали со смазкой)  $f = 0,1$   
( $\rho = \arctg f = 5^\circ 30'$ ).

3 Проверить отсутствие самовыключения.

$$\text{tg} \alpha \leq f \left( 1 + \frac{d_{\text{cp}}}{d_{\text{в}}} \right)$$

Предполагая, что подвижная полумуфта крепится на валу с помощью шлицевого соединения 8x42x48, принимаем для расчёта:

$$d_{\text{в}} = d_{\text{сп.шл}} = \frac{48 + 42}{2} = 45 \text{ мм},$$

тогда

$$f \left( 1 + \frac{d_{\text{cp}}}{d_{\text{в}}} \right) = 0,1 \left( 1 + \frac{60}{45} \right) = 0,23;$$

$\text{tg} \alpha = 0,087 < 0,23$  – условие отсутствия самовыключения обеспечено.

4 Выполнить прочностные расчёты кулачков.

Проверка на изгибную прочность:

$$\sigma_u = \frac{2000TK_F h \cdot 6}{d_{\text{cp}} 0,75z b S} \leq [\sigma]_u;$$

$$T = 9,55 \cdot 10^3 \text{ Р/н} = 9,55 \cdot 10^3 \cdot 1,7/600 = 27 \text{ Н м};$$

$$S = \frac{\pi \cdot d_{cp}}{2z} = \frac{\pi \cdot 60}{2 \cdot 9} \approx 10 \text{ мм.}$$

Принимается  $K_F = 1,5$ ;

$$\sigma_H = \frac{2000 \cdot 1,5 \cdot 27 \cdot 4 \cdot 6}{60 \cdot 0,75 \cdot 9 \cdot 10 \cdot 10^2} \approx 5 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_T}{S} = \frac{650}{6} \approx 110 \text{ МПа.}$$

Выбирается для кулачков сталь 20Х цементированная, закалённая, HRC 56:

$$\sigma_T = 650 \text{ МПа};$$

$$S = 6;$$

$[\sigma]_H > \sigma_H$  – изгибная прочность обеспечена.

Проверка на отсутствие смятия рабочих поверхностей:

$$\sigma_{cm} = \frac{2000TK_F}{d_{cp} 0,75zbh} \leq [\sigma]_{cm};$$

$$\sigma_{cm} = \frac{2000 \cdot 1,5 \cdot 27}{60 \cdot 0,75 \cdot 9 \cdot 10 \cdot 4} = 5 \text{ МПа.}$$

Принимаем  $[\sigma]_{cm} = 30 \text{ МПа}$ ;

$[\sigma]_{cm} > \sigma_{cm}$  – работоспособность обеспечена.

Расчёты показывают, что размеры кулачков могут быть меньше. При необходимости муфту следует переконструировать.

5 Выполнить расчёты основных параметров механизма управления.

Осевая сила, необходимая для включения муфты,

$$Q = \frac{2000T}{d_{cp}} \left[ f \frac{d_{cp}}{d_B} + \text{tg}(\alpha + \rho) \right] = \frac{2000 \cdot 27}{60} \left[ 0,1 \frac{60}{46} + 0,185 \right] = 286 \text{ Н.}$$

Передаточное число механизма управления

$$i = \frac{Q}{F_{\text{раб}} \eta} = \frac{286}{150 \cdot 0,98} \approx 2.$$

Принимается:  $F_{\text{раб}} = 150 \text{ Н}$ ,  $\eta = 0,98$ .

Муфта, сконструированная по данным этого расчёта, приведена на рис.1, а механизм управления ею – на рис.2.

## Список рекомендуемой литературы

- 1 Детали машин: Атлас конструкций / Под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1979. – 367 с.
- 2 Детали механизмов металлорежущих станков / Под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1972. – 472 с.
- 3 Поляков В.С., Барабаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. – Л.: Машиностроение, 1974. – 351 с.
- 4 Детали машин / В.А Добровольский, К.И. Заблонский, С.А. Зак и др. – М.: Машиностроение, 1972. – 503 с.
- 5 Курсовое проектирование деталей машин / В.Н. Кудрявцев, Ю.А. Державец, И.И. Арефьев и др. – Л.: Машиностроение, 1983. – 400 с.
- 6 Расчёт и проектирование деталей машин / Под ред. Г.Б. Столбина и К.П. Жукова. – М.: Высш. шк., 1973. – 247 с.

## **МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ**

к выполнению курсового проекта

*по дисциплине «Детали машин»*

*(для студентов механических специальностей вуза)*

Расчёт и конструирование сцепных кулачковых муфт

Составитель            Сергей Григорьевич Карнаух

Редактор                Нелли Александровна Хахина

108/2002      Подп. в печ. \_\_\_\_\_      Формат 60\*90/16 .

Офсетная печать.      Усл. печ. л. 4,8      Уч. изд. л. 3,0

Тираж \_\_\_\_\_ экз.                                      № заказа \_\_\_\_\_

---

ДГМА. 84313, г. Краматорск, ул. Шкадинова, 72