

## ЛЕКЦИЯ 5. НОВЫЕ ОБГОННЫЕ МУФТЫ

В этой лекции на примере обгонной муфты я хочу познакомить Вас с процессом поисков инженерных решений проблемы и получения механизмов, обладающих новыми полезными свойствами.

Появление механизмов, отличающихся от известных новыми полезными свойствами, определяют конструкции новых машин, которые обладают рядом преимуществ в сравнении с известными аналогами. Так было, например, при появлении подшипников качения, зацепления Новикова и во многих других случаях. Чем более универсальным является новый механизм, тем более глубокими будут полезные изменения в конструкции машин.

Известно, какую революцию во всех сторонах жизни общества совершили современные электронные полупроводниковые устройства.

Понятие полупроводника может быть применено и для механического устройства. В этом случае механическим полупроводником можно назвать механизм, который передает движение только в одном направлении. Такие механизмы известны, но они обладают принципиальными недостатками, которые не позволяют применить их в ряде практически важных случаях. Механическими полупроводниками можно назвать обычное храповое зацепление и роликовые обгонные муфты, которые называют еще автологами или механизмами свободного хода. В последние десятилетия появились многочисленные аналоги упомянутых механизмов [1...4]. Их появление объясняется стремлением повысить несущую способность и надежность уже известных механизмов. Большинство из этих механизмов выполнены на уровне изобретений. Нам представляется оправданным объединить все эти механизмы одним понятием - механический полупроводник — поскольку все они обладают общими функциональными свойствами.

Столь пристальный интерес инженеров и ученых к усовершенствованию известных механических полупроводников объясняется тем, что они являются механизмами, которые применяются в многих машинах и устройствах. (в подъемно-транспортных машинах, в металлорежущих станках, в стартерах двигателей внутреннего сгорания и т.д.) Больше того, на определенном этапе создания некоторых машин и механизмов, представляющих большой практический интерес, стало очевидно, что создание механического полупроводника, отвечающего требованиям современного машиностроения, невозможно без новых технических идей и серьезных научных исследований.

Здесь мы намерены описать несколько новых механических полупроводников, которые удовлетворяют весьма жестким требованиям в отношении несущей способности и надежности.

Все многообразие механических полупроводников можно разделить на два вида: на зубчатые и на фрикционные. В зубчатых механизмах силы передаются путем зацепления зубьев, а во фрикционных - силами трения.

### 5.1. ЗУБЧАТАЯ ОБГОННАЯ МУФТА.

Простейшей зубчатой обгонной муфтой является муфта с храповым зацеплением, которая применяется, например, в грузоподъемных машинах в качестве храпового останова (рис. 5.1). Муфта состоит из храпового колеса 1 (на рис. показана только часть колеса 1, примыкающая к храповому зубу), закрепленного на валу, и собачки 2, ось 3 которой установлена в раму машины. Собачка пружиной прижата к храповому колесу (на рис. на показана) и при вращении колеса в сторону опускания груза входит в

зацепление с храповыми зубьями и останавливает механизм, при вращении колеса 1 в противоположную сторону собачка скользит по колесу и не препятствует подъему груза. Так как собачка постоянно прижата к зубьям храпового колеса, то вращение механизма происходит с характерным шумом. Известны механизмы с бесшумными собачками, в которых силами трения собачка отводится от храпового колеса при движении в сторону подъема груза.

Основной недостаток таких муфт заключается в том, что при вхождении собачки в зацепление с зубом колеса происходит удар. Из-за этого недостатка такие простейшие обгонные муфты не могут быть применены для механизмов, работающих с большими скоростями или с большой частотой включения.

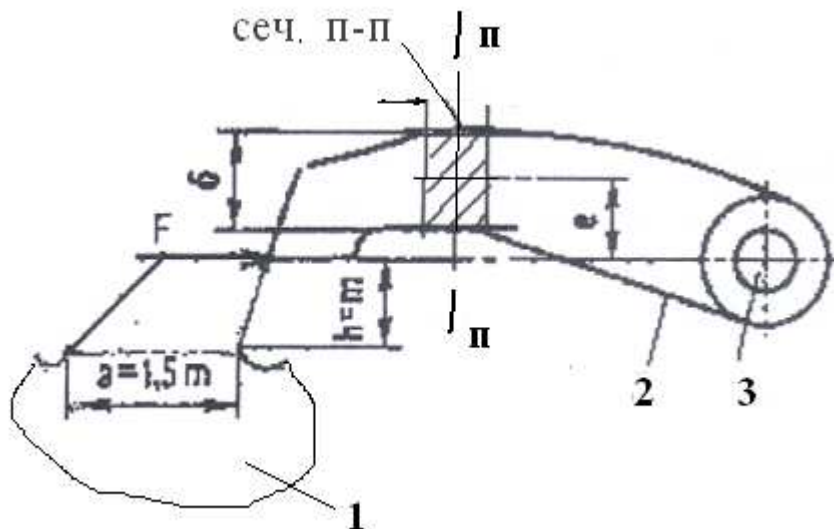


Рис.5.1

Надо было найти такое решение, чтобы избавиться от этого удара.

Намеком на то, что эта задача выполнима, явилась известная мне конструкция зубчатой обгонной муфты, в которой применено две собачки, но так, что работает только одна из них и они смещены одна относительно другой так, что максимальный зазор, который определяет удар уменьшен в два раза. В механизмах с одной собачкой этот зазор равен шагу храповых зубьев. При двух собачках этот зазор равен половине шага. Далее нетрудно было применить три собачки, чтобы уменьшить зазор до 1/3 шага и т.д.

Так мы получили зубчатую обгонную муфту, в которой зазор уменьшен до требуемой величины. В предложенной муфте собачки 2, помещенные в гнезда втулки 3 равномерно размещены по окружности (рис. 5.2).

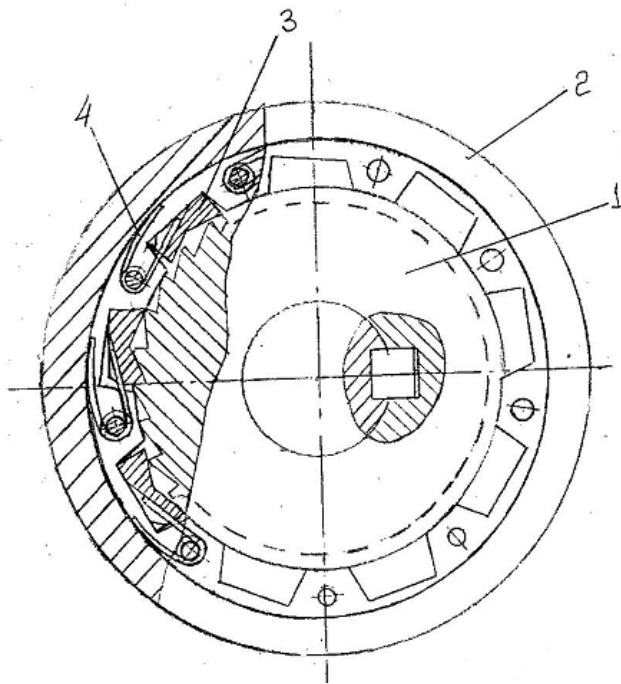


Рис.5.2

Максимальный угловой зазор  $\varphi_{II}$  ( в угловых градусах) между рабочими поверхностями собачки и зуба, который определяет удар в начале передачи сил, следует вычислять из выражения

$$\varphi_{II} = \frac{360 \cdot Z_H}{Z_X Z_C} \quad (5.1)$$

где  $Z_H$  - число зубьев, передающих нагрузку,

$Z_X$  - число зубьев на храповом колесе,

$Z_C$  - число собачек.

Число зубьев , передающих нагрузку,  $Z_H$ , определяется из условия прочности. Если  $Z_H=1$ , то числа  $Z_X$  и  $Z_C$  должны быть взаимно простыми. Если  $Z_H>1$ , то это число должно быть общим наименьшим делителем для чисел  $Z_X$  и  $Z_C$ . Например, при  $Z_H = 1$ ;  $Z_X = 36$ ;  $Z_C = 7$  получаем  $\varphi_{II} = 1,43^\circ$ . Отметим, что если бы в этом примере была применена только одна собачка, как это принято в обычных храповых механизмах, максимальный зазор , который здесь вычисляется, был бы равен угловому шагу храповых зубьев, т.е.  $10^\circ$ . Динамика машин с обгонными муфтами во много зависит от параметра жесткости муфты. Полученный в настоящем примере результат можно использовать для характеристики параметра жесткости этого зубчатого механизма.

Расчет муфты представляется весьма приближенным, я бы назвал его условным.

Собачку рассчитывают на изгиб в сечении п-п (рис 5.1).

Зуб рассчитывают несколькими методами:

- кромку зуба по распределенной нагрузке;
- рабочую плоскость зуба на смятие;
- на изгиб зуба.

При расчете кромки зуба расчетным в муфте принимается положение собачки, упирающейся в вершину храпового колеса (рис.5.1). В этом положении рассчитывают кромку зуба по распределенной нагрузке,

$$q = F / b \leq [q] \quad (5.2)$$

где  $F$  - окружное усилие, Н;

$b$  - ширина кромки зуба, см;

$[q]$  - допустима нагрузка, Н/см, (в значениях  $[q]$  запасом прочности учтено динамичность приложения нагрузки, см. таблицу).

Материал храпового колеса	коэффиц. $\Psi = b / m$	$[q]$ Н/см	Коэффиц. запаса прочности $\pi$
Чугун, предел прочн.	2. ..6	1500	5
При растяж. 150МПа			
сталь 35 Л или 55 Л	1,5 ..4	3000	4
сталь 3	1,0 ..2	3500	3
сталь 45, НВ 200...250	1,0 ..2	4000	3
сталь 40Х, НКс 55...60 (только поверхности)	2. ...4	8000... 10000	3

Окружное усилие  $F$  определяется из уравнения

$$F = \frac{2M_{кр}}{D} = \frac{2M_{кр}}{Zm}$$

где  $D$  - внешний диаметр храпового колеса;

$Z$  и  $m$  - число зубьев на колесе и его модуль;

$M_{кр}$  - вращающий момент, действующий на валу храпового колеса, Н.см.

Из приведенных уравнений получаем выражение для модуля (в см.) для проектного расчета кромок зуба на смятие

$$m = \sqrt{\frac{2M_{кр}}{Z[q]\Psi}} \quad (5.3)$$

Напряжение смятия на рабочей поверхности зуба

$$\sigma_{см} = \frac{F}{bh} \leq [\sigma_{см}] \quad (5.4)$$

Где  $b$  и  $h$  - длина зуба и его высота,

$$[\sigma_{см}] = 0,8\sigma_T,$$

$\sigma_T$  - предел текучести для материала зуба.

При расчете зуба на изгиб его представляют как консольную балку, высотой  $h$  (Рис. 5.3.) и нагруженной силой  $P$ .

Под действием этой силы  $P$  в самом теле зуба действуют напряжения сжатия и изгиба. За расчетное примем сечение  $h_1$ , поскольку оно минимальное по площади. Сила  $P$  приложена к зубу и далее надо разложить на две:  $P_2$  - сжимающую зуб и  $P_3$  - изгибающую зуб на плеча  $l$ .

Расчетную силу надо вычислять с учетом динамичности приложения нагрузки, тогда

$$P_P = K_d P, \quad (5.5)$$

где  $K_d$  - коэффициент динамичности, примем  $K_d = 2$ .

Для того, чтобы собачка 2 автоматически под действием сил полностью входила в зацепление с зубом, рабочая грань зуба имеет поднутрение под углом  $\varphi$  (см. рис. 5.3, узел А). Обычно угол  $\varphi = 0 \dots 15^\circ$ .

Наиболее опасными будут напряжения в точке а, поскольку здесь имеет место концентрация напряжений. Тогда расчетное напряжение

$$\sigma = K(\sigma_1 - \sigma_2) \leq [\sigma] \quad (5.5)$$

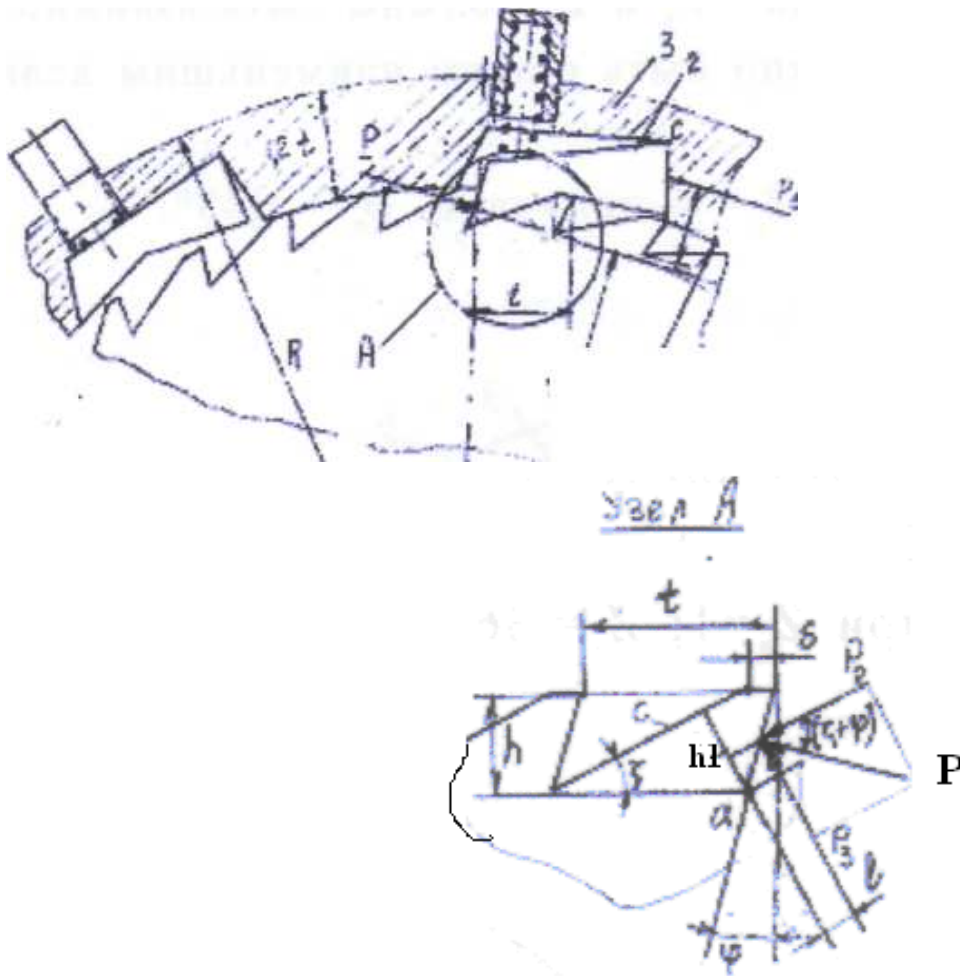


Рис. 5.3

где  $\sigma_1$ , и  $\sigma_2$  - напряжения сжатия и изгиба в расчетном сечении,

$K = 1,75 \dots 2,5$  - коэффициент концентрации напряжений в точке а ( приняты наибольшие значения, рекомендуемые при расчете шпоночных и шлицевых соединений

$[\sigma] = \frac{\sigma_0}{n}$  - допускаемое напряжение,  $\sigma_0$  - предел выносливости материала зуба при пульсирующем нагружении,  
 $n = 1,5 \dots 2,0$  - коэффициент запаса прочности.

$$\sigma_1 = \frac{P_2}{B \cdot h_1}, \quad \sigma_3 = \frac{P_3 \cdot l_6}{B h_1^2} \quad (5.6)$$

где  $B$  - длина зуба.

### Пример 5.1.

Исходные данные:

1. Механизм нагружен вращающим моментом  $M = 60$  Нм ;
2. Наружный диаметр  $D = 2R = 65$  мм; Длина зуба  $B = 12$  мм
3. Максимальный угловой зазор  $\varphi_{II} = 1^\circ$ .

Решение.

1. Задаемся числом собачек  $Z_C = 9$  и числом зубьев передающих нагрузку  $Z_H = 1$ .

2. Из выражения (5.1) по заданном  $\varphi_{II} = 1^\circ$ ,  $Z_C, Z_H$  находим число зубьев на храповом колесе  $Z_X = 40$ .

3. Определяем шаг зубьев из выражения

$$2\pi R = Z_X t$$

Преобразуем последнее выражение и получим  $t = 4,3$  мм

4. Определяем напряжения (см. рис 5.3)

$$r = 0,5D - 1,2t = 27,3 \text{ мм}$$

$$r_1 = r \cdot \cos \varphi = 26,4 \text{ мм}$$

$$P = \frac{M}{r_1} = \frac{60 \cdot 10^3}{26,4} = 2273 \text{ Н;}$$

$$P_2 = P_3 = 0,7K \cdot P = 0,7 \cdot 2 \cdot 2273 = 3182 \text{ Н}$$

Напряжения сжатия в сечении  $h_1$

$$\sigma_1 = \frac{P_2}{B \cdot h_1} = \frac{P_2}{B \cdot t \cdot \sin 30^\circ} = \frac{3182}{12,4 \cdot 3,0 \cdot 0,5} = 123 \text{ МПа}$$

Напряжения изгиба в сечении  $h_1$

$$\sigma_2 = \frac{P_3 \cdot l_6}{B \cdot h_1^2} = \frac{P_3 \cdot 0,2t \cdot 0,7 \cdot 6}{B \cdot t^2 \cdot \sin^2(\varphi + \zeta)} = \frac{3182 \cdot 0,2 \cdot 0,7 \cdot 4 \cdot 3,6}{12,4 \cdot 3^3 \cdot 0,25} = 207 \text{ МПа}$$

Принимаем  $K = 2$  и получаем суммарное напряжение в опасном сечении

$$\sigma = K(\sigma_1 + \sigma_2) = 2(123 + 207) = 660 \text{ МПа}$$

Примем материал зуба из стали 40Х подвергнутой термообработке до твердости сердцевины HRc38...40 и тогда имеем  $\sigma_0 = 750$  МПа. Значит, имеем запас прочности, который вполне согласуется с рекомендациями.

Напряжения смятия

$$\sigma_c = \frac{P_p}{B \cdot 0,4t} = \frac{2.1670}{12.1,72} = 162 \text{ МПа,}$$

что также меньше допустимого.

## 1.2. РОЛИКОВЫЕ ОБГОННЫЕ МУФТЫ

Для того, чтобы понять, почему мы вынуждены были создавать новые, отличные от роликовых, фрикционные обгонные муфты, необходимо рассмотреть особенности работы роликовой обгонной муфты, как наиболее распространенной. Это рассмотрение позволит выявить недостатки и достоинства этой роликовой муфты.

В роликовой муфте имеется (рис. 5.4) звездочка 1, обойма 3 и ролики 2, расположенные в клиновом пространстве между звездочкой и обоймой. Пружина обеспечивает постоянный контакт ролика со звездочкой и обоймой.

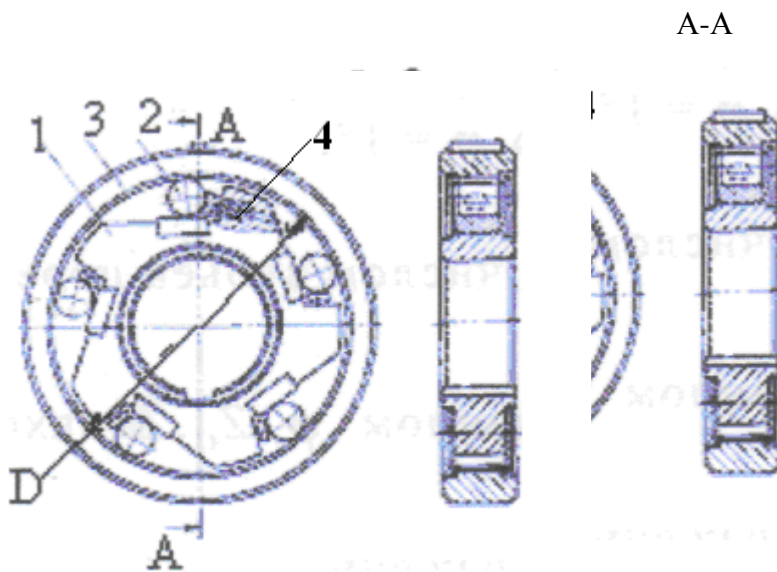


Рис. 5.4

Муфта работает следующим образом.

Если, например, ведущей является обойма 3, то при движении ее против часовой стрелки ролик 2 силами трения скольжения между роликом и обоймой увлекается в клиновое пространство и там заклинивается (при этом ролик катится по плоской поверхности звездочки). В результате обойма 3, ролики 2 и звездочка 1 движутся совместно как одно целое. При движении обоймы в обратную сторону (по часовой стрелке) ролик выкатывается из клинового пространства, механизм расклинивается и обойма 3 движется относительно звездочки 1.

На ролик в местах его контакта со звездочкой и обоймой действуют нормальная сила  $N$  и сила трения  $F = N \cdot f$ , где  $f$  - коэффициент трения, (рис.5.5).

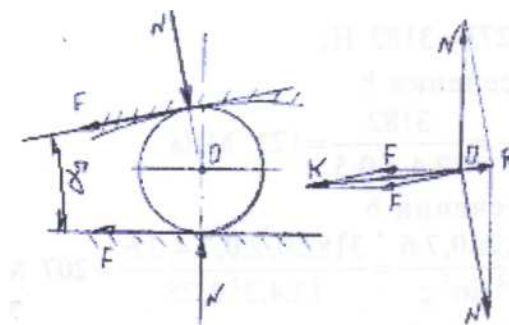


Рис. 5.5

Условие удержания ролика в клиновом пространстве

$$R \leq K$$

где  $R$  и  $K$  – равнодействующие нормальных сил и сил трения, действующих на ролик (рис. 5.5).

$$R = 2N \sin \frac{\gamma}{2}; \quad K = 2N \cdot f \cdot \cos \frac{\gamma}{2}$$

Тогда условие удержания ролика в клиновом пространстве:  $f \geq \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}$ . Как показывает практика

муфта нормально работает при  $\gamma = 6 \dots 7^\circ$  и тогда реализуемый в муфте коэффициент трения  $= 0,05 \dots 0,06$ .

Полезное окружное усилие, приходящееся на один ролик, действующее на внутренней поверхности обоймы (на диаметре  $D$  контакта ролика с обоймой)

$$P = \frac{2M_{kp}}{z_p \cdot D},$$

Где  $M_{kp}$  – передаваемый вращающий момент;

$z_p$  – число роликов муфте;

$D$  – диаметр, см на рис 5.4

Условие передачи полезного усилия:  $P \leq F$ , откуда

$$N \geq \frac{P}{f} \geq (17 \dots 20) P \quad (5.7)$$

Контактные напряжения на поверхности ролика вычисляются по формуле Герца

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{NE}{dl}} \leq [\sigma_H],$$

Где  $l$  – длина ролика,  $d$  – диаметр ролика,  $E = 2,15 \cdot 10^5$  МПа – модуль упругости стали, из которой изготовлены обойма, звездочка и ролик.

Детали роликовых муфт изготавливают из шарикоподшипниковых или инструментальных сталей, закаленных до твердости HRC(60 ... 63). При этом



рекомендуют значение допускаемого контактного напряжения в формуле Герца  $[\sigma_H] \leq 15000 \text{ МПа}$

Подставив в формулу Герца значениями  $[\sigma_H]$  и  $E$  и используя (5.7), после несложных преобразований получаем формулу для определения вращающего момента, который может быть передан роликовой муфтой:

$$[M_{kp}] \leq 0,075 D \cdot z_p \cdot d \cdot l \quad (5.8)$$

Из приведенных зависимостей видно, что в роликовой муфте имеет место весьма неблагоприятные условия для передачи полезного усилия, особенно это проявляется при большой частоте включений. Роликовая муфта хорошо работает в режиме обгона (поскольку ролики свободно катятся по обойме) и при частоте включений до 100 в минуту.

Другой недостаток этой муфты состоит в том, что роликовая муфта обладает сравнительно малой жесткостью. Жесткость (или ей обратная величина - податливость) это зависимость между моментом приложенным к муфте и перемещением ведущей обоймы относительно звездочки.

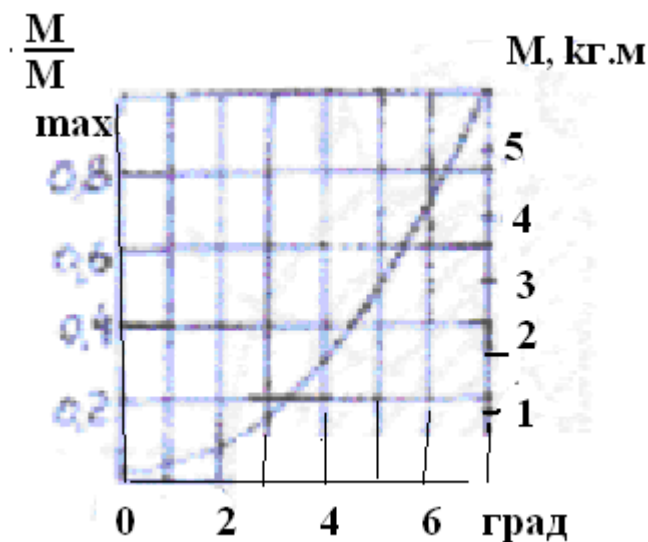


Рис.5.6

На рис 5.6 приведена кривая нагружения роликовой обгонной муфты.

При малой частоте включений и тогда, когда муфта работает, главным образом, в режиме обгона, малая жесткость муфты не имеет большого значения. Совсем иначе обстоит дело при работе муфты в передаточных механизмах, где муфта работает, с частотой включений доходящих до несколько тысяч в минуту. Здесь малая жесткость приводит к снижению к.п.д. механизма и увеличения динамичности его работы, что не допустимо.

Для повышения несущей способности роликовых муфт увеличивают число тел заклинивания, однако из-за неодновременности их включения и такие муфты не нашли применения при большой частоте включений.

В качестве примера обгонной муфты с большим числом тел заклинивания на рис.5.7 приведены конструкции, в которых в качестве тел заклинивания применены специально спрофилированные детали («сухари» или эксцентрики)

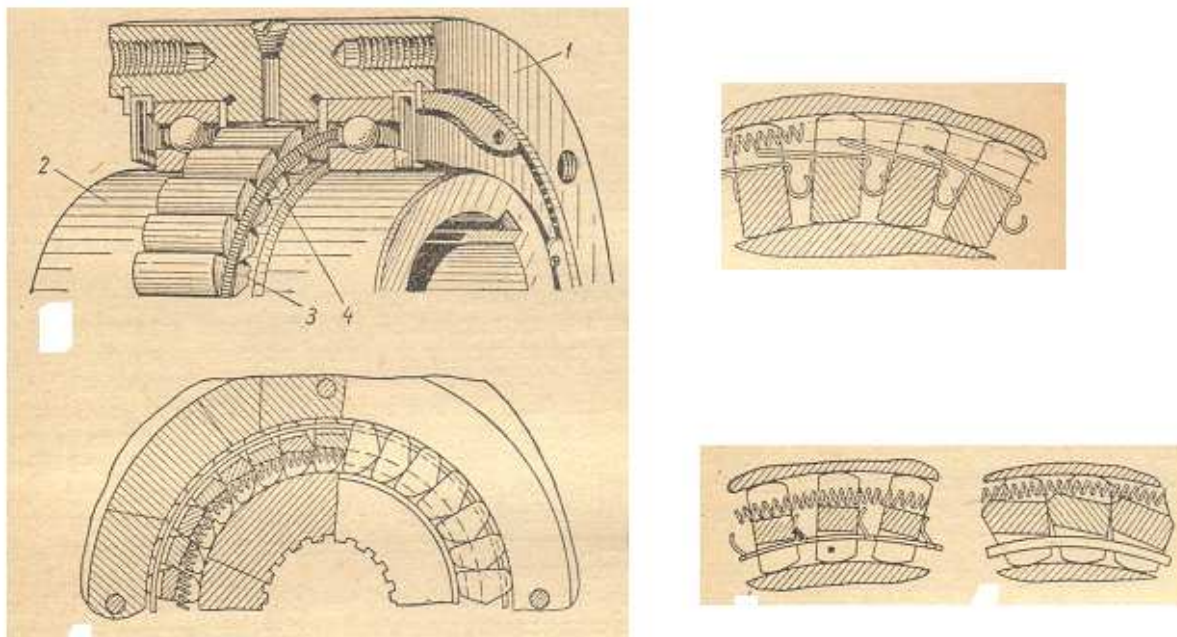


Рис.5.7

Радикальным способом повышения несущей способности роликовой муфты является осуществление контакта тел заклинивания по поверхностям. Казалось бы это возможно обеспечить путем замены ролика на клин. Однако такая замена делает муфту неработоспособной: она либо не заклинивает, либо, если заклинивает, то не расклинивает. Это объясняется тем, что в роликовой муфте ролик затягивается в клиновое пространство силой трения скольжения, в то время как на другой поверхности контакта реализуется трение качения, которое препятствует заклиниванию, но оно на порядок меньше трения скольжения. Заменяв ролик на клин, мы получаем на обеих поверхностях силы трения скольжения, разность которых равна нулю.

Решение проблемы создания обгонной муфты, работающей при большой частоте включений найдено в двух разных конструкциях обгонных муфт: дифференциальной (предложенной нами) и клиновой (предложенной Благоднаровым А.А.).

#### . ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНАЯ ОБГОННАЯ МУФТА

Это муфта названа нами дифференциальной, поскольку по принципу действия напоминает дифференциальный ленточный тормоз

Ленточный тормоз содержит ведомый шкив 1 (Рис.5.8) и ленту 2, охватывающую шкив 1. Лента 2 прикреплена к рычагу 3, на конце которого размещен груз 4. Предположим, что шкив 1 вращается по часовой стрелке. Рычаг 3 шарнирно закреплен в точке о на корпусе. Поскольку лента 2 прижата к шкиву 1, то при вращении шкива 1 в контакте ленты со шкивом действуют силы трения  $F$ . На рис 5.8 зазор между лентой и шкивом показан условно, чтобы облегчить объяснения. Равнодействующая распределенных сил трения равна тормозному моменту  $M_T$

Чтобы произошло затормаживание шкива 1, необходимо, чтобы

$$M_T \geq M \quad (5.8)$$

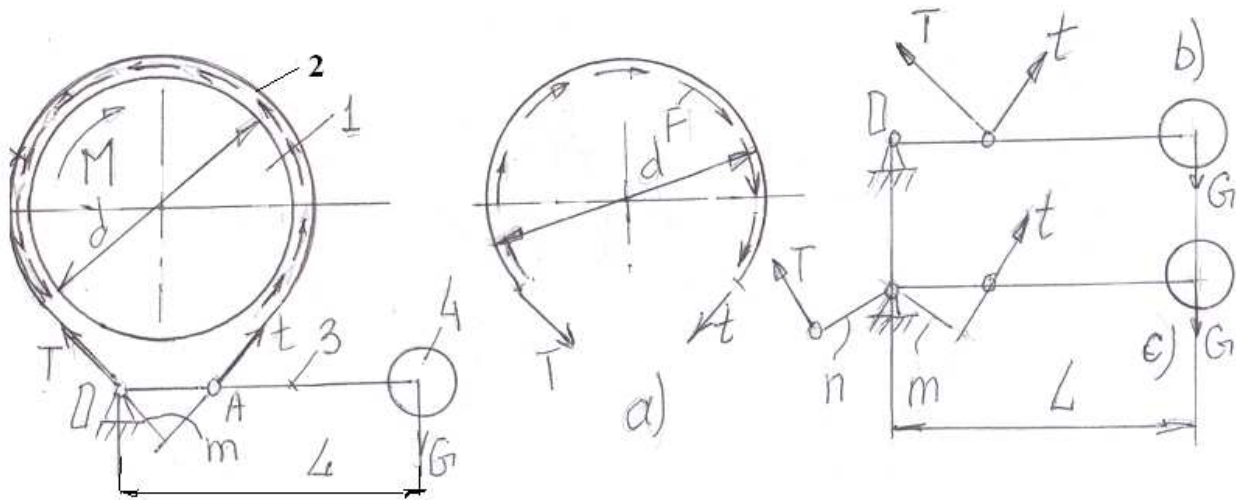


Рис.5.8

Силы трения  $F$  действуют и на ленту ( только в противоположном направлении их действия на шкив).

Лента 2 может быть по разному прикреплена к рычагу 3. На рис.5.8 один конец ленты закреплен на корпусе в точке  $O$ , а другой конец в точке  $A$  на рычаге.

Из равновесия рычага 3 получаем силу

$$t = G \frac{L}{a} \quad (5.9)$$

Из уравнения равновесия ленты (рис.5.8,а) имеем

$$M_T = d(T - t), \quad (5.10)$$

Где  $d$  диаметр шкива.

Для определения неизвестных  $T$  и  $t$  есть еще уравнение Эйлера для натяжения концов нити перекинутой через шкив

$$T = t \cdot e^{f\alpha}, \quad (5.11)$$

Где  $f$  - коэффициент трения в контакте шкива с лентой,

$\alpha$  - угол обхвата лентой шкив.

$e = 2,718$  - основание натуральных логорифмов.

Здесь мы принимаем допущение : уравнение Эйлера применимо и к ленте, хотя оно выводится для невесомой гибкой нити.

Ленточный тормоз, в котором один конец ленты закреплен на корпус (точка  $O$ ), называется простым. Недостатком простого ленточного тормоза является то, что при изменении направления вращения шкива меняется создаваемый тормозной момент. Это является следствием того, что меняются местами силы

.Для справки: в курсе грузоподъемных машин излагается теория ленточных тормозов. Так, в зависимости от способа создания тормозного момента ленточные тормоза подразделяются на простой, суммирующий и дифференциальный ленточные тормоза. При рассмотрении работы дифференциального тормоза показывается, что при «неправильно» выбранных отношениях плеч в затормаживающем рычаге тормоз заклинивает при нулевой силе, действующей на рычаг. Рекомендуется выбирать такие отношения плеч в рычаге, чтобы исключить его заклинивание.

Заклинивание тормоза (или какого-либо другого механизма) это процесс, когда тормоз очень быстро, почти мгновенно, создает тормозной момент, причем этот момент оказывается всегда большим, чем приложенный внешний момент сил..

Мы же в дифференциальном ленточном тормозе для превращения его в обгонную муфту назначали именно «неправильные» отношения плеч в рычаге.

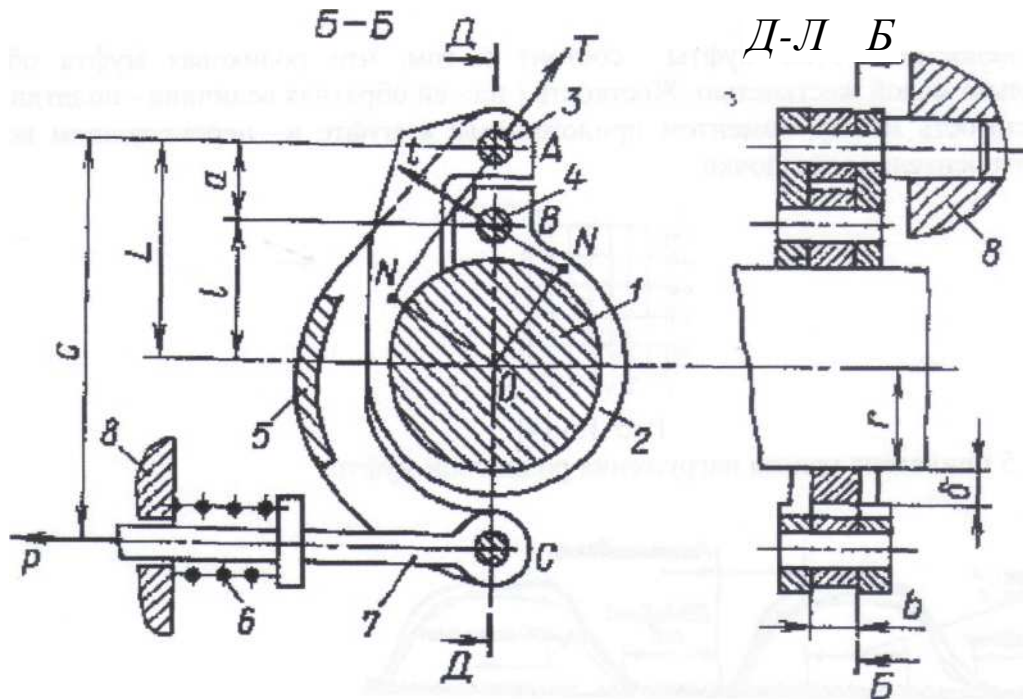


Рис.5.8

Рассмотрим механизм представленный на рис. 5.8. Механизм содержит шкив 1, который охватывает разрезное кольцо 2, имеющее по одному отверстию по обе стороны от разреза, в которые входят пальцы 3 и 4, соединяющие кольцо 2 с рычагом 5. Механизм работает либо как тормоз, либо как останов, либо как обгонная муфта в зависимости от того существует ли связь одного из пальцев с корпусом машины, а также от выбранного отношения плеч в рычаге и от направления управляющей силы  $P$  и силы пружины 6, действующей на рычаг 5.

Рассмотрим каждую из перечисленных модификаций.

Важная роль в этом механизме принадлежит отношению плеч в рычаге 5; одно плечо - это расстояние  $a$  между центрами пальцев 3 и 4, второе плечо - это расстояние  $c$  от пальца 3 до точки  $C$ . На рис.5.8 и далее центры пальцев 3, 4 и точка  $C$  находятся на одной прямой, проходящей через центр шкива 1. Это расположение указанных точек не является обязательным, но упрощает пояснения.

Пусть палец 3 соединяет кольцо 2 и рычаг 5 с корпусом машины 8. Тогда этот механизм является тормозом одностороннего действия.

Действуя на рычаг 5 можно поворачивать его в ту или иную сторону. При этом в пальцах 3 и 4 возникают силы, которые (в зависимости от направления поворота рычага 5), либо сжимает кольцо 2 так, что оно прижимается к шкиву 1, либо разжимает его настолько, что между кольцом 2 и шкивом 1 возникает зазор. В настоящем тормозе пружина 6 поворачивает рычаг 5 таким образом, что между кольцом 2 и шкивом 1 образуется зазор и тормоз оказывается постоянно разомкнутым, шкив 1 может свободно вращаться в обе стороны.

При необходимости затормозить шкив 1 к тяге 7 прикладывается сила  $P$  (например, это может быть сила электромагнита, на рис.5.8 не показан), которая сжимает пружину 6, зазор между шкивом 1 и кольцом 2 выбирается, между шкивом 1 и кольцом 2 возникает трение, сила которого и производит торможение шкива 1.

Тормозной момент при прочих равных условиях существенно зависит от направления вращения шкива 1, поэтому настоящий тормоз является тормозом одностороннего действия.

Как будет показано далее, при заданном тормозном моменте, сила  $P$  существенно зависит от отношения плеч рычага 5.

Для получения тормоза двухстороннего действия следует применить два разрезанных кольца, кольцо 2 и кольцо 3, которые установлены симметрично относительно плоскости ДД (рис. 5.9).

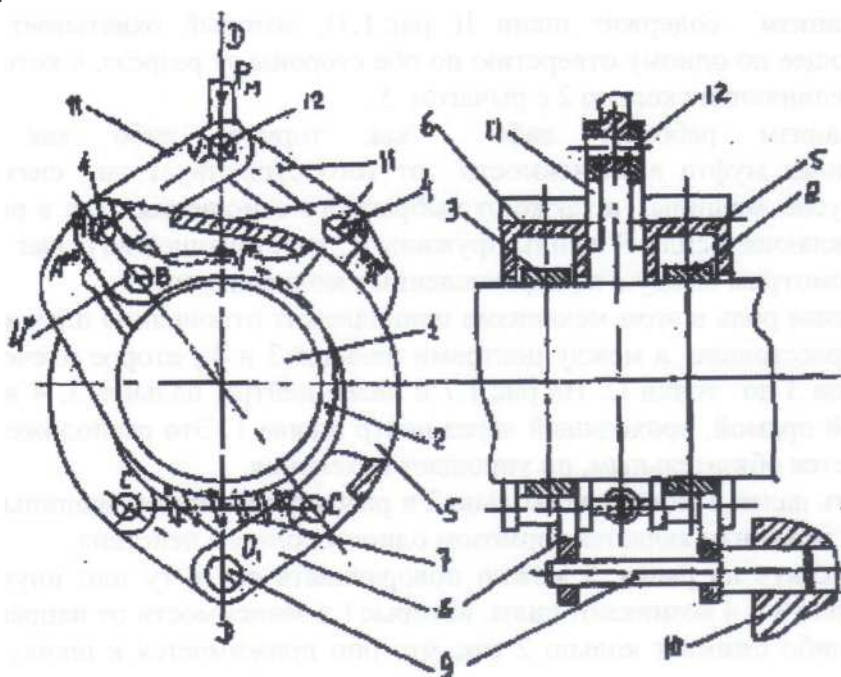


Рис. 5.9

Кольца 2 и 3 также, как в тормозе по рис.5.8, имеют по обе стороны от разреза отверстия для пальцев 4. С помощью этих пальцев каждое кольцо соединяется с соответствующим рычагом: кольцо 2 соединяется с рычагом 5, кольцо 3 соединяется с рычагом 6. Свободные концы рычагов 5 и 6 в точках С находятся под действием пружины 7-эта пружина действует одновременно на оба рычага и поворачивает их таким образом, что кольца 2 и 3 прижаты к шкиву 1. Соответствующим назначением отношения плеч рычагов 5 и 6 (аналогично конструкции по рис.5.8) обеспечивается требуемая сила пружины, чтобы тормоз развивал необходимый тормозной момент (об этом ниже).

В точках С рычагов 5 и 6 к ним присоединены тяги 8, которые другим концом соединены с пальцем 9 (в точке О1); палец 9 соединен с корпусом 10 машины.

Пальцы 4 соединены с тягами 11, которые надеты на палец 12. Палец 12 соединен со штоком электромагнита. При торможении электромагнит выключен и, таким образом, тормоз относится к постоянно замкнутым, как это требуется для тормозов, применяемых в грузоподъемных машинах. (Нетрудно представить, как этот же тормоз сделать постоянно разомкнутым).

Шкив тормозится одинаковым тормозным моментом независимо от направления его вращения. При необходимости растормозить тормоз включается электромагнит, в результате палец 12 перемещается таким образом, что между кольцами 2 и 3 и шкивом 1 появляется зазор, т.е. тормоз растормаживается; это происходит вследствие того, что центры пальцев рычагов совершают при включении электромагнита траектории разной длины.

Теперь преобразуем эти тормоза в останов и обгонную муфту.

Останов - это автоматический тормоз одностороннего действия, т.е. останов не препятствует вращению шкива 1 в одну сторону и автоматически включается при вращении шкива в другую сторону. Нетрудно заметить общность останова с одной стороны с тормозом одностороннего действия, а с другой - с обгонной муфтой.

Общим с односторонним тормозом является то, что и останов и этот тормоз тормозят только при вращении шкива в одну сторону, а в отличие от одностороннего тормоза по рис.5.8 останов является неуправляемым постоянно замкнутым тормозом одностороннего действия. Таким образом, если тормоз по рис.5.8 сделать постоянно

замкнутым ( для этого достаточно изменить направление действия пружины ) и убрать электромагнит, этот тормоз превращается в останов.

Общим с обгонной муфтой у останова является то , что он включается автоматически при изменении направления вращения шкива . Разница между обгонной муфтой и остановом заключается в том, что в обгонной муфте ведущие и ведомые детали не связаны с корпусом машины, в то время как в останове ведомые детали связаны с корпусом.

Итак, обгонная муфта на основе предложенного дифференциального механизма ( рис.5.10) содержит шкив 1, разрезное кольцо 2 , пальцы 3, расположенные по обе стороны разреза кольца и соединяющие кольцо с рычагом 4 . Пружина 6 опирается на кольцо 2 и рычаг 4 и поворачивает рычаг таким образом , что между кольцом и шкивом всегда отсутствует зазор.

Тяга 5 может быть рассмотрена как относящееся к механизму привода, например деталь 5 может быть шатуном кривошипного механизма ,тогда ее качательные движения превращаются в периодические с остановками вращение шкива 1.

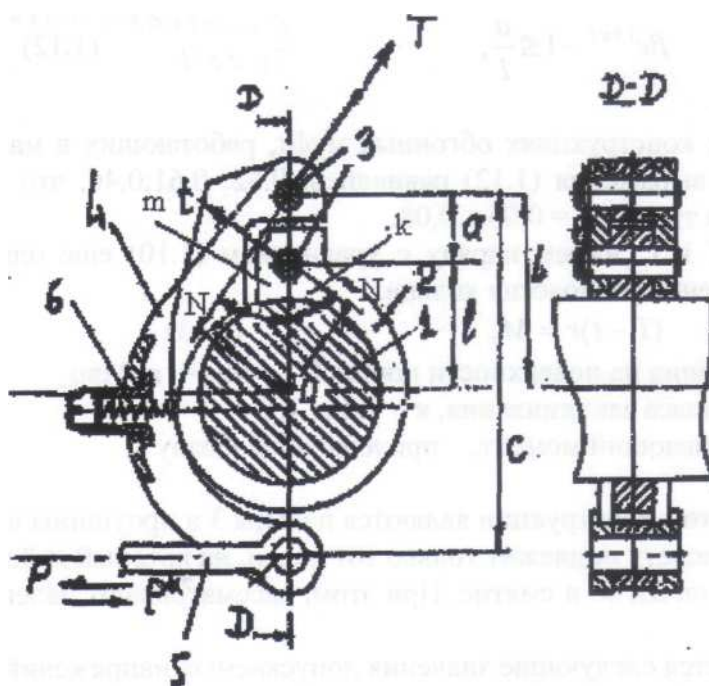


Рис. 5.10

Вопрос о работоспособности всего разнообразия дифференциальных механизмов сводится к определению силы пружины в зависимости от функциональных особенностей каждой разновидности. Для описания работы предложенных механизмов необходимо было установить связь между силами  $T$  и  $t$ , действующим в пальцах 3 (рис.5.10).

#### Расчет дифференциальной муфты.

Пусть в заклиненном состоянии внешний момент  $M_1$  (Рис.5.8 и 5.10), приложен к шкиву . Момент  $M_1$  , уравнивается моментом силы  $P$  в точке  $C$  отверстия в рычаге. Сила  $P$  деформирует кольцо 2 так, что оно прижимается к шкиву 1 и в контакте этих деталей возникает сила трения. Определим заклиненное состояние муфты уравнением

$$M_T = \beta M_1 \quad (5.9)$$

где  $M_T$  - момент сил трения на поверхности шкива 1.

$\beta$  — Коэффициент запаса заклинивания,  $\beta = 1,3 \dots 1,5$ .

Рассмотрим условие, когда соотношение (5.9) соблюдается. Для этого представим кольцо 2 в виде цепи, состоящей из  $\Pi$  одинаковых абсолютно жестких звеньев, охватывающих шкив радиуса  $r$ . На поверхности цепи действуют распределенные силы трения  $F$ , которые в сумме дают момент трения  $M_T$ , на концах цепи действуют силы  $T_n$  и  $t_1$  (рис.5.11). Из условия равновесия цепи имеем

$$(T_n - t_1)r = M_T \quad (5.10)$$

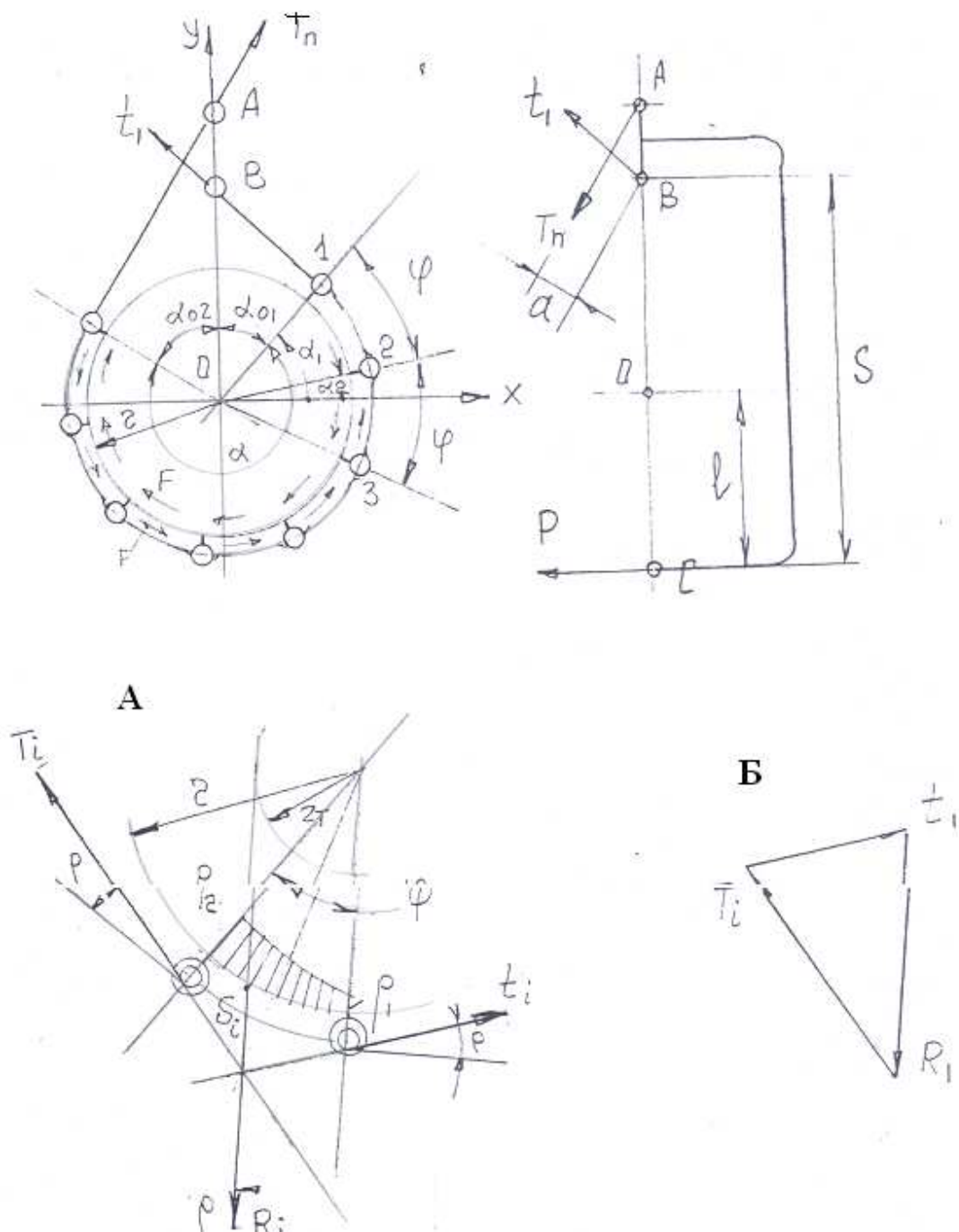


Рис.5.11

Для двух соседних звеньев, пронумерованных начиная от звена, ближайшего к силе  $t_1$

$$T_i = t_{i+1},$$

где  $T_i$  — сила в шарнире, действующая на  $i$ -ое звено в направлении момента силы  $T_n$ ;

$t_{i+1}$  - сила в шарнире, действующая на  $(i+1)$ -ое звено в направлении момента силы  $t_i$ . Поскольку звенья одинаковые, то отношение

$$\frac{T_i}{t_i} = k = const.$$

Тогда  $T_{II} = t_1 \cdot k^n$  (5.11)

При  $n \rightarrow \infty$  выражение (5.11) приводится к известной формуле Эйлера для натяжения концов гибкой ленты, охватывающей шкив. В этом случае  $k^n = e^{f\alpha}$ , где  $e = 2,718$  - основание натуральных логарифмов,

$f$ — коэффициент трения к контакте ленты со шкивом;

$\alpha$  - угол обхвата шкива лентой.

Итак, для обгонной муфты по рис.5.10 равенство (5.11) должно быть записано в виде

$$T_{II} = V \cdot t_1 \cdot e^{f\alpha} \quad (5.12)$$

Из равновесия рычага 4 имеем

$$T_{II} = P \frac{S}{a}$$

(Здесь принято, что сила пружины  $P_{II} = 0$ )

где  $S$  и  $a$  - плечи сил  $T_{II}$  и  $P$  относительно точки В(рис.5.11). Из совместного решения записанных уравнений, приняв  $S = 2l$ , получаем

$$k^n = \frac{D}{D-1}, \quad (5.12)$$

где  $D = \frac{d}{\beta \cdot a}$ ,  $d = 2r$  - диаметр шкива.

Для определения  $D$  или  $a$  при заданных  $d$  и  $\beta$  воспользовавшись равенством

$$k^n = V e^{f\alpha},$$

где  $V$  - коэффициент учитывающий тот факт., что  $n \neq \infty$ ;

на основании ряда опытов для конструкции по рис. 5.10 можно принять  $V = 0,90 \dots 0,95$ , получаем

$$a = d \frac{V e^{f\alpha} - 1}{\beta V e^{f\alpha}}. \quad (5.13)$$

Зная  $D$  из (5.11) можно определить  $k$  при заданном числе звеньев  $n$  и далее определить силы на концах цепи  $t_i$  и  $T_i$ .

Для определения равнодействующей  $R_i$ , действующей на  $i$ -ое звено цепи, достаточно рассмотреть равновесие первого звена. По известному углу обхвата  $\alpha$  и числу звеньев

$n$  определяется угол  $\varphi = \frac{\alpha}{n}$ , где  $\alpha$  - обхвата цепи, и углы  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ — положения

шарниров 1 и 2 звена. Силы  $t_1$ ,  $T_1$  и  $R_1$  направлены по касательным к соответствующим кругам трения (рис.3.131). Из треугольника сил (рис.5.11,А) определяется  $R_1$ .

Наиболее слабым местом конструкции являются пальцы 3 и проушины в кольце (или в крайних звеньях цепи). Если пальцы одинаковы, то расчету подлежит



только тот палец, на который действует сила  $T_{II}$ ). Проушина и палец оказываются равнопрочными, если диаметр пальца  $d_1$  определяется из отношения  $\frac{a}{d_1} = (2,5 \dots 2,75)$ .

На основании опыта конструирования можно рекомендовать ширину муфты  $b$  принимать из соотношения  $\frac{d}{b} = 2$ .

Палец рассчитывается на изгиб в смятие. При этом, рассматривая палец как балку на двух опорах длиной  $l_1 = 0,75b = 0,375d$  и ширину кольца  $b = 0,5d$  и получаем момент, изгибающий палец

$$M_{из} \cong 0,2d.$$

его момент сопротивления изгибу  $W_{из} = 0,1d_1^3$  и напряжения изгиба

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W_{из}} = 2 \frac{dT_{II}}{d_1^3} \leq [\sigma_{из}], \quad (5.14)$$

$$\text{А напряжение смятия} \quad \sigma_{см} = \frac{2T_{II}}{b \cdot d_1} \leq [\sigma_{см}], \quad (5.15)$$

Где  $[\sigma_{см}]$  и  $[\sigma_{из}]$  - допускаемые напряжения изгиба и смятия.

Рекомендуется  $[\sigma_{из}] = \sigma_T / 1,5$ ;  $[\sigma_{см}] = 100 \dots 150$  МПа,  $\sigma_T$  - предел текучести для материала пальца. Пальцы и сопряженные с ними детали изготавливаются из высокопрочных сталей, подверженных термообработке, так что твердость поверхности HRc 60 ... 63.

При расчете механизма необходимо также определять размеры проушины в кольце 2 и рычаге 4 (рис.5.10). Поскольку размеры пальцев одинаковы, то расчету подлежит та проушина, на которую действует сила  $T$ . Обычно принимают следующие размеры этой проушины (см.рис.5.12):

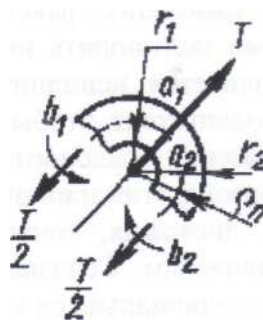


Рис.5.12

$$r_2 \approx 0,5a; \quad \frac{d_1}{r_2} \approx 0,5; \quad \rho_{II} = 0,5(r_1 + r_2); \quad h_1 = r_2 - r_1$$

Где  $r_2$  и  $r_1$  - наибольший и наименьший радиусы проушины;

$\rho_{II}$  - радиус нейтрального слоя

$$d_1 = 2r_1$$

Предлагается рассчитывать проушину как круглое кольцо, находящееся под действием двух равных и противоположно направленных сил  $T$ . Расчетная схема представляет собой половину этого кольца и опасными являются сечения  $a_1a_2$  и  $b_1b_2$ . Решение этой задачи приведено в учебнике Н.М. Беляева «Сопротивление материалов» стр. 606. В этом решении показано, что задача является статически неопределенной. Для

решения используется тот факт, что отсутствует поворот сечения  $b_1b_2$ . Далее записывается выражение для вычисления угла поворота в этом сечении, оно приравнивается нулю. В результате получены моменты сил в расчетных сечениях:  $M_{aa} = 0,318T \cdot \rho_{II}$  и  $M_{bb} = 0,182T \cdot \rho_{II}$ , кроме того в сечении  $b_1b_2$  действует нормальная сила  $T/2$ .

Тогда напряжения в расчетных сечениях:

$$\begin{aligned}
 & \text{- в сечении } b_1b_2 \quad \sigma_B = \frac{T}{2F} \pm \frac{M_{bb}Z_{1,2}}{S \cdot r_{1,2}}; \\
 & \text{- в сечении } a_1a_2 \quad \sigma_a = \frac{M_{aa}Z_{1,2}}{S \cdot r_{1,2}}
 \end{aligned} \tag{5.16}$$

Здесь «+» для внутренних точек, «-» для наружных; индекс «1» - для наружных точек, индекс «2» - для внутренних точек;

$$Z_{1,2} = 0,5h_1 \pm z_0,$$

$$z_0 = \rho_{II} - \frac{h_1}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}; \tag{5.17}$$

$S = F \cdot z_0$  - статический момент площади сечения относительно нейтральной оси,  $z_0$  - расстояние от центра тяжести сечения до нейтрального слоя;  $F$  - площадь сечения.

Расклинивание муфты имеет место при изменении направления внешнего момента. Это приводит к изменению на противоположное направление сил трения, силы  $T_{II}$  и  $t_1$  меняются местами, сила  $P$  изменяет свое направление на противоположное и теперь уменьшает прижатие кольца (или цепи) к шкиву. Таким образом, силы трения в контакте тел заклинивания, которые являлись первопричиной при заклинивании, теперь при расклинивании с увеличением момента уменьшаются и потому шкив свободно скользит относительно тела заклинивания.

кольцу 2,

