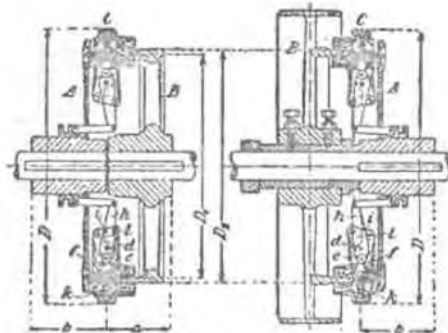


пружиной и поверхностью трения. На фиг. 401 изображен механизм с конической передачей, а на фиг. 405 без передачи, но с параллельно включенными поверхностями трения. В механизме на фиг. 403 механизм, включающий (освобождающий) скатую пружину, находится вне муфты в отдельном кожухе, но фиг. 403 он включен в самой муфте, по фиг. 405 он соединен с приводом вала.



Фиг. 408.

Фиг. 406.

Трущиеся материалы. Выбор материалов, производящих трение, зависит от степени изнашивания, стоимости их замены, высоты коэффициента трения μ при различных относительных скоростях, от давления и температуры, теплопроводности и большей или меньшей неизменности при нагревании.

Таблица 41. Коэффициент трения μ различных материалов муфты.

	В сухом состоянии	С сухой смазкой	Со смазкой масла
Чугун по чугуну . . .	0,2 — 0,15	0,1 — 0,05	0,02
Дерево	0,25 — 0,3	≈ 0,1	—
Полоса по металлу . . .	0,35	0,32	—
Кожа	0,3 — 0,6	0,25	0,15
	(в зависимости от v)		
Волокна асбеста . . .	0,4 — 0,6	0,32	0,25 — 0,2

В сухом виде или слегка смазанные жиром применяются: ткани асбестовые или проволочно-асбестовые (Феродо и т. п.), дерево, кожа, бумага и т. п. по железу.

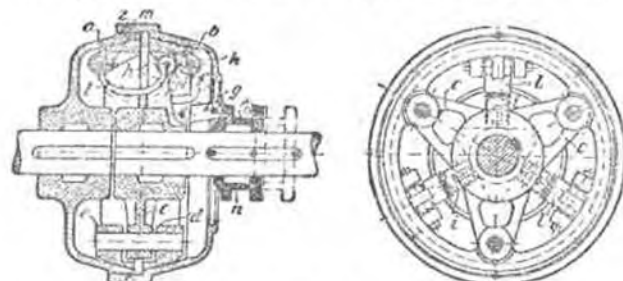
Со смазкой (где она возможна): чугун, железо или бронза по чугуну, сталь по бронзе, листовая сталь по ней же.

В фрикционных муфтах для большей надежности ведется расчет с наименьшим возможным значением μ (в результате смазки), между тем как

в тормозах в этом нет необходимости. Для чугунных колодок по стальному ободу Гальтов определили следующие значения μ :

v в m/sec	0	2,25	4,5	11	20	27
$\mu = 0,33$		0,273	0,242	0,168	0,127	0,074

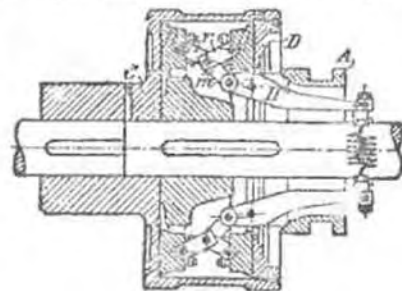
Теплота трения и поверхности трения. $(P_{v_2} + P_{m_2}) v_{отн.}$ есть мгновенная работа $kg\ m/sec$ (см. фиг. 401 и 402). Полная работа трения состоит из работы, приложенной для получения давления масс — $Q' = \int P_{m_2} v_{отн.} dt = m_{r_2} \frac{v_2^2}{2}$, независимой от времени включения и падающей с m_{r_2} и v_2 , и для получения окружной силы P_{u_2} приложенной работы $Q'' = \int P_{v_2} v_{отн.} dt$, возрастающей с увеличением времени включения.



Фиг. 410.

Поэтому в период включения необходимо стремиться к возможной разгрузке от P_{u_2} и там, где это возможно, к сокращению периода включения путем повышения μ , уменьшения m_{r_2} и возможного уменьшения $v_{отн.}$ (по возможности синхронное включение).

Работа трения и средняя мощность трения определяют нагрев и изнашивание поверхностей трения. Температура поверхностей трения или всей муфты возрастает до тех пор, пока теплоотдача через поглощение тепла металлом, теплопроводностью и теплоизлучением не станет равна производимому количеству тепла. Вследствие некоторых побочных неблагоприятных обстоятельств (заедание, испарение и затвердевание смазочного масла, обугливание дерева, искривление металла) ограничивают в определенных пределах удельную мощность трения на единицу поверх-



Фиг. 411.

ности $L_{\text{тр}} = \mu p v_m$ в $\text{kg} \cdot \text{m}/\text{sec} \cdot \text{cm}^2$, при чем $p = \frac{N}{F}$ в kg/cm^2 , а v_m обозначает среднюю относительную скорость во время скольжения (N — есть нормальное давление на поверхности трения).

Для чувствительности механизма регулирования при соединении и торможении поверхности торможения должны быть шлифованы, трущиеся поверхности должны быть смазаны и не должны засохнуть, а опорное давление p должно быть незначительно. Желательно также, чтобы v было > 1 м/сек. Величина p зависит от размера допускаемого изнашивания. Для кожи, пробки и тонкого листового металла $p = 0,5$ до 1; для толстого листового металла и дерева для p допускается от 3 до 6, а для волокнистого вещества в тормозах до $20 \text{ kg}/\text{cm}^2$. Но при значительном и для повышения удельной работы трения и уменьшения изнашивания остаются на меньших значениях p .

Средством для уменьшения p являются:

1. Уменьшение нормального давления N путем увеличения r , r и n .
2. Увеличение поверхности трения F путем увеличения радиуса поверхности трения r и ее ширины b (фиг. 403), а где это неосуществимо, параллельным включением i поверхностей трения (на фиг. 405 $i = 3$), так что $F = ibr\pi$ (пластинчатый тормоз, пластинчатая муфта).

Средство для понижения удельной работы трения заключается в повышении удельного охлаждения L_k ¹⁾, например, путем устройства ребер, отводящих и излучающих тепло, благодаря которым охлаждающая поверхность F_k в 5—15 раз превышает нагреваемую от трения поверхность F_r . Удельная работа трения в тормозах может быть также существенно повышена устройством водяного охлаждения.

Средняя удельная работа трения $L_{\text{тр}}$ определяется вполне способом и размерами теплоотдачи и допускаемой температурой. Средние значения:

$$L_{\text{тр}} = \mu p v_m \leq 0,4 \frac{F_k}{F_r} \left. \begin{array}{l} \text{для чувствительных тормозов с продолжительным торможением (дерево по чугуну),} \\ \leq 0,8 \frac{F_k}{F_r} \left. \begin{array}{l} \text{для муфт включения и остановочных тормозов (дерево по чугуну),} \\ \leq 1,2 \frac{F_k}{F_r} \left. \begin{array}{l} \text{для тормозов с выдуваемой отдачи тепла,} \\ \text{например, для случая работы металла в масляной ванне.} \end{array} \right\} \end{array} \right\}$$

Управляемые муфты.

Фрикционные муфты²⁾. Преимущества: включение возможно при любой относительной скорости главного и включаемого валов. Применяются для приводных валов, автомобилей, включения и выключения двигателей, насосов, рабочих машин и преобразователей движения. Недостатки: возможность скольжения и высокая цена. В дальнейшем приведены примеры чаще всего встречающихся в продаже муфт.

¹⁾ Сравн. Удельное охлаждение L_k подшипников, стр. 151.

²⁾ Ad. Ernst Ausrückbare Kupplungen, Berlin, 1890, Jul. Springer; Z. d. V. d. I. 1889, S. 481; 1907, S. 1768.

На фиг. 406 изображена муфта группы 1, в которой включение силы (осевое) производится электромагнитом без какой-либо передачи: муфта Вузкаи (А. О-во машиностроительный завод Вузкаи, Берлин)¹⁾. Зубчатое сцепление передвигного легкого кольца состоит из направляющих в виде паза и гребня, фрикционные кольца делаются из немагнитного материала во избежание прилипания. При выключении тока под действием пружины муфта немедленно распадается. В больших муфтах для получения меньшей силы нажима R больше фрикционные кольца (с большим r) располагаются снаружи. Преимущества муфты: короткий путь сцепления, быстрое включение и выключение на любом расстоянии. Недостатки: во время включения длительное прохождение (незначительного) тока, высокая цена. Главным образом применяется в качестве муфты, меняющей направление, например, в строительных станках, при чем главное преимущество заключается в том, что меняющим направление часть вала несет на себе только легкое вращающееся кольцо, между тем как тяжелые магнитные тела имеют длительное равномерное вращательное движение, так что при перемене направления вращения потери скольжения весьма малы.

На фиг. 407 изображена фрикционная муфта группы 3: муфта системы Домен-Леблана (БАМАГ, Дессау). Илковые колодки для увеличения поверхности и соответственного уменьшения силы нажима имеют конусообразные желобки. Обратное давление пружины устраняется тем, что в положении включения пружина образует коленчатый рычаг (вытянутое положение). В качестве пружин служат стержни, загнутые с обеих сторон в виде крючков. Муфта может быть включена совершенно пассивно. Для быстрого хода валов колодки муфты уравниваются противовесами (фиг. 407), так что обеспечивается размыкание муфты, ибо противовесы действуют в направлении, обратном направлению центробежной силы.

Таблица 42. Муфта Домен-Леблана фирмы БАМАГ (фиг. 407).

Диаметр вала мм	Диаметр D мм	Длина L мм	Длина конца вала для:		Ход e мм	Вес кг
			Колуха a мм	Муфта и kereszt- валы b мм		
40	350	229	80	147	30	48
45	400	229	80	147	30	60
50	450	271	85	184	40	85
55—60	600	314	100	211	50	120
65	600	358	125	230	60	175
70	800	388	135	240	65	240
75—80	740	413	150	260	55	275
85—90	850	451	160	288	75	350
95—105	1 040	525	180	340	95	560
110—115	1 290	575	200	370	110	820
120—130	1 490	646	230	411	125	1 150
140—150	1 720	780	300	475	140	1 800
160—170	1 850	826	330	520	160	2 300
180—190	1 850	856	330	520	160	2 500

¹⁾ Новые модели см. Elektro-magnetische Reibungs Kupplungen, Maschinenbau 1923, S. 344.

На фиг. 408 и 409 изображена муфта Гилля завода Вюльфель (Вюльфель у Ганновера). Тормозные колодки со смесной деревянной обкладкой. На звездке *A* из нескольких спиц сидят тормозные колодки *C*; колодки имеют осевое перемещение и при посредстве рычага *h* радиально прижимаются с обеих сторон к фрикционному кольцу *B*; при этом регулируемое пружинящее давление производится при посредстве цапф и деревянных колодок.

Обе тормозные колодки, соединенные шарниром *i*, радиально разводятся друг от друга и с одинаковым давлением прижимаются к фрикционному кольцу при помощи рычага *h*, который цапфой *d* лежит в шариковой колодке, а роликом *e* нажимает на переставляемый болт *f* внутренней колодки. Муфты изготовляются также с мгновенным выключателем на расстоянии для случая, когда требуется немедленный останов вала (для очень пыльных помещений особая модель: муфта X).

На фиг. 410 показана двухконусная муфта Саксонского машиностроительного завода (бывший Р. Гарцмана в Хемнице): фрикционные кольца *e* и *d* цапфой крестовины втулки *C* передвигаются в осевом направлении. Три пружины *l* натягиваются колечками рычагами *i* и поддерживаются в вытянутом положении, в котором они прижимают конуса к кожуху. Обе половины кожуха *a* и *b* переставляются при помощи особой крупной резьбы. Муфты эти выключаются для валов диаметром от 25 до 280 мм.

Таблица 43. Муфта Гилля завода Вюльфель (фиг. 408 и 409).

№	Наибольшая мощность наибольшего <i>N</i> (P. S.) при $v =$			Число спиц	Крестовина <i>A</i>			Кольцо Гилля <i>B</i>			Вес (фиг. 408)		
	50	100	200		<i>D</i> мм	<i>b</i>		<i>D</i> ₁ мм	<i>D</i> ₂ мм	<i>a</i> (фиг. 408)		Цельная кг	Спиральная кг
						Цельная мм	Спиральная мм			Цельная мм	Спиральная мм		
5	2	4	6	2	100	155	—	399	415	120	—	54	—
7	3	6	12	2	110	170	200	430	510	140	180	83	116
7	5	10	20	2	110	170	—	450	510	140	180	98	—
8	8	17	32	3	120	175	—	599	625	165	185	160	—
8	15	31	60	4	120	185	285	713	745	180	205	371	310
10	23	45	67	4	130	205	295	800	835	200	225	367	423
11	33	65	122	4	1350	310	345	902	940	235	245	521	595
12	50	100	190	4	1350	345	385	1086	1089	280	280	750	855
13	80	158	300	4	1420	380	425	1168	1230	310	310	1030	1180
14	120	240	450	6	1420	435	450	1168	1220	310	310	1285	1300
15	160	325	600	6	1620	460	500	1344	1400	350	375	—	2085
16	225	450	780	6	1510	—	525	1510	1570	—	400	—	2770
17	300	590	1000	6	2030	—	560	1693	1750	—	450	—	3955
18	400	800	1375	6	2150	—	600	1824	1900	—	500	—	4940
19	550	1150	—	6	2610	—	730	2116	2260	—	550	—	7000
20	830	1750	—	6	2920	—	760	2476	2560	—	600	—	10500
21	1250	2500	—	6	3400	—	880	2905	3000	—	650	—	14800

Помимо этого имеются многочисленные промежуточные размеры.

На фиг. 411 изображена муфта Бейна (в Германии в исполнении завода Фогель и Шлегель Дрезден) в разомкнутом виде. Пружина при

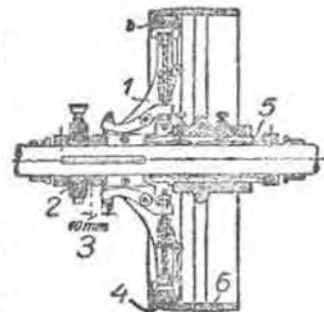
посредстве двойного рычага *II* действует на тормозные кольца *BB*, отжимаемые друг от друга колечками рычагом. Эти кольца передвигаются на двух цапфах, или при помощи выступов от втулки на валу. Пружина натягивается при включении муфты, пока рычаг *II* не займет приблизительно вертикального положения. Диск *D* точно устанавливается при помощи крупной винтовой нарезки по всей его окружности. Как и в муфте, изображенной на фиг. 410, постоянная смазка всех внутренних частей обеспечена¹⁾.

На фиг. 412 изображена центробежная муфта (муфта Фуза завода Вюльфеля, Вюльфель близ Ганновера). Внутри холостого ремennого шкива расположено фрикционное кольцо, к которому под влиянием центробежной силы плотно прилегают расположенные колодки *b* со смесными деревянными обшитыми кожей обкладками, если этому не препятствуют рычаги, приводимые в действие при включении муфты. Таким образом, нет необходимости в каких-либо пружинах. Эта муфта особенно применима при центробежных барабанах на сахарных заводах и на молочных заводах или для пуска моторов переменного тока, включаемых без нагрузки.

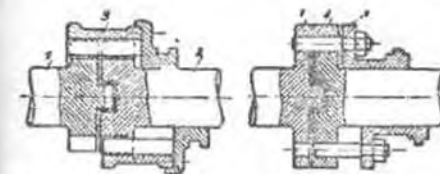
Об автомобильных фрикционных муфтах см. кроме фиг. 403—405, еще т. IV, 1 разд.—Автомобили, муфты²⁾.

Зубчатые и стержневые муфты. Соединение производится при посредстве зуба или обода с зубьями *3*, который хорошо смазан с одним валом *1*, имея вдоль него продольное перемещение в хороших направляющих, и служит для соединения его со вторым валом *2* (фиг. 413—414). Из-за неизбежного удара при включении, оно производится только при незначительных относительных скоростях между обоими валами (синхронное включение) или при незначительной массе включаемого вала. Выключение возможно в любой момент.

Пример: зубчатая муфта Гильдебрандта (изготавливается фирмой БАМАГ и многими другими трансмиссионными заводами



Фиг. 412. 1—крестовина; 2—муфта; 3—ход для выключения; 4—кольцо; 5—втулка Фуза для холостого хода со смазкой жиром; 6—ремennый шкив.



Фиг. 413.

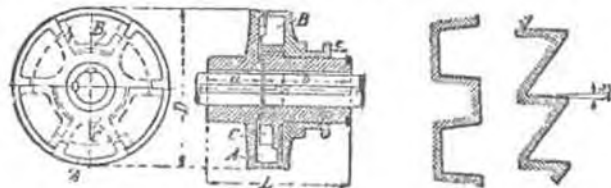
Фиг. 414.

¹⁾ Далее, заслуживают внимания муфты: Муфта с втулкой пружинной („Triumph-K“) завода Wulkan, Dortmund; муфта Flender'a (Maschinenbau 1923, S. 346); муфта Polysius, Dessau; Lohmann & Stoetter, Witten (Ruhr) и др.

²⁾ См. также: Heller Motorwagenbau, 1 том, Берлин, 1925, Julius Springer, и Winkler, Motorwagen 1907, S. 903 и след.

(фиг. 415). Передвигаемый обод *B* имеет три зуба с радиальными поверхностями; эти зубы, входя во впадины диска *C*, подают в соответствующие три отверстия *A*.

При незначительных крутящих моментах для непрерывного захватывания передвигающегося зубчатого обода может служить одна или несколько скользящих шпонок на валу (фиг. 419).



Фиг. 415.

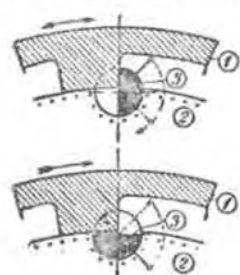
Фиг. 416. Фиг. 417.

Таблица 44. Муфта Гильдебрандта фирмы БАМАГ, Дессау (фиг. 415)

Диаметр вала мм	30	40	50	60	70	80	95	110	125	140	160	180
Диаметр <i>D</i> мм	250	275	300	330	365	425	500	575	650	750	920	1080
Длина <i>L</i> мм	240	260	280	300	330	380	450	51	590	670	820	960
Длина конца вала для неподвижного диска <i>a</i> мм	90	97	105	110	125	142	167	193	220	250	300	350
Длина конца вала для скользящих и муфты <i>b</i> мм	145	158	170	185	200	230	275	314	367	410	505	596
Ход <i>c</i> мм	23	24	27	31	35	42	51	60	70	80	100	112
Вес кг	42	47	54	68	91	136	230	325	460	675	1030	1620

Диаметр вала может быть на 5—20 мм выше указанного в таблице.

Радиальные зубы имеют форму прямоугольника по фиг. 416, или дванадцесторонней трапеции при вращении по обоим направлениям, или прямоугольного притупленного треугольника по фиг. 417 при вращении только в одном направлении.



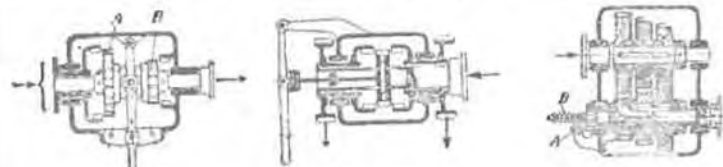
Фиг. 418.

Для более легкого выключения целесообразно дать захватывающим поверхностям уклон около 3°. При необходимости включения в любом положении, зубы должны быть заострены (во избежание отламывания — прочный материал), и не подвергаться большому напиранию. Но и в муфтах, выключаемых во время хода, можно в обоих выключаемых элементах иметь только несколько выступов и в них же зубья с заостренными концами, если между ободами конечными положениями включающей муфты допускается промежуточное положение вплоть до момента зацепления выступающими зубьями.

В штамповальных и эксцентровых прессах часто применяется зубчатое соединение между вращающимся диском сцепления 1 с вну-

треним зубом (фиг. 418) и ведомым валом 2 при посредстве стержня 3, закрепленного по окружности вала, свободно вращающегося и управляемого сваружу; на шпирну внутреннего зуба стержень острогаен таким образом, что он в зависимости от своего положения или захватывается или по нем зуб проскальзывает. И в данном случае толчок при включении смягчается малыми выключаемыми высями.

Применяется управляемых зубчатых муфт: фиг. 419, муфта *A* для включения вала с установкой его неподвижно при помощи включающей втулки *B*. Выключающий элемент муфты управляется снаружи; фиг. 420, муфта для двойного включения с осевым включением и выключающим; выключающий элемент передвигается при посредстве



Фиг. 419.

Фиг. 420.

Фиг. 421.

полого вала с захватывающим болтом; фиг. 421, муфта для многократного включения с радиальным включением и выключением путем зацепливания при помощи «выскакивающей шпиковки» *C*. Для прекращения зубчатого колеса *A* сцепляется с зубчатой подвижной рейкой *B*. Применяется для перемены скоростей, при чем все колеса одновременно принимают участие в движении.

Муфты с автоматическим включением валов К автоматическим выключаемым валом или муфтам относятся: муфты скольжения, действующие в обоих направлениях вращения при превышении передаваемого момента кручения, поддерживаемого трением μR или давлением пружины; центробежные муфты, включающие или выключающие при повышении или наоборот при понижении числа оборотов выше или ниже определенного предела и, наконец, главным образом, действующие в одном направлении муфты свободного хода; последние действуют при помощи соответственно устроенных захватывающих приспособлений, которые при одном направлении относительного движения включают, а при противоположном направлении относительного движения выключаются при посредстве автоматически действующих или управляемых фрикционного или зубчатого остановочных собачки. О механизме этой муфты см. также автоматические фрикционные и зубчатые остановки, стр. 210 и 211. Применение: для изменения скорости по фиг. 522; «свободная втулка» применяется в велосипедах, «трещетка» во вращающихся инструментах. Затем во всех тех случаях, когда несколько двигателей должны приводить в движение рабочий привод так, что только после полного использования всей мощности главного двигателя, например, гидросиловой установки, автоматически включается второй вспомогательный двигатель (электромотор или двигатель внутреннего сгорания). Первый двигатель имеет несколько

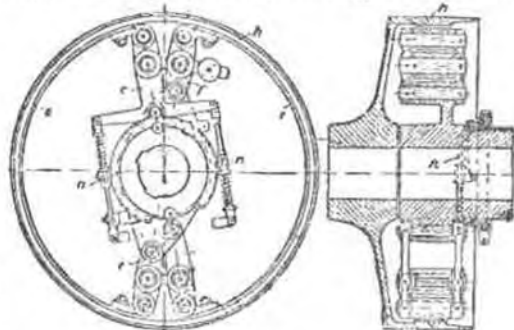
большее нормальное число оборотов, чем меньше числа оборотов второго двигателя, и тогда при посредстве муфты

второй, оно падает и делается только при перегрузке первого свободного хода приключается к приводу и второй двигатель. Таким образом, муфта автоматически включается и при включении первого двигателя. Так как начальное значение скорости относительного движения в данном случае равно нулю, то без особых затруднений можно применить зубчатые остановы, при которых, впрочем, часто нельзя добиться бесшумной работы.

Примеры: фиг. 422. Храповая муфта Уль-

горна с зубчатым остановом: внутренняя часть сидит на валу вспомогательного двигателя. Если внутренняя часть движется с опережением, то собачки отодвигаются наружу под несколько пружинящим действием двойного рычага, если же наружная часть опережает внутреннюю, то собачки защелкнутся внутри. Для надежного устранения хлопанья свободных собачек необходима их выбалансировка.

Фиг. 423. Муфта Онезорге с автоматическим действием развращающейся тормозной

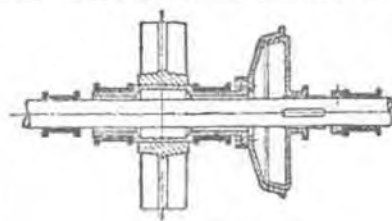


Фиг. 423.

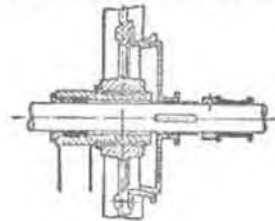
ленты (патент фирмы BAMA¹⁾ по принципу фрикционных ленточных остановов (см. ниже). Как только коробка муфты, соединенная с главным двигателем, отстает в своем относительном движении от действующей внутри развращающейся тормозной ленты, связанной с вспомогательным двигателем, лента прижимается к коробке и увлекает с собой вал главного двигателя; если же главный двигатель снова начинает вращаться быстрее вспомогательного, то лента освобождается²⁾.

Расположение муфт для сцепления валов. Всевозможные управляемые или автоматические муфты для сцепления валов располагаются или непосредственно между концами обоих валов (все чертежи муфт, кроме фиг. 409

и 412), при чем необходимо обращать внимание на надежную опору валов, принятие осевых сил и в случае надобности на взаимное центрирование, или же муфта располагается между проходящими через нее валом и приводом, геометрическая ось которого совпадает с осью первого

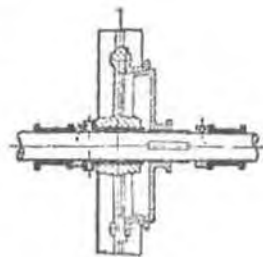


Фиг. 424.



Фиг. 425.

вала, при чем на этот привод движение передается при посредстве преобразующего диска, например, зубчатого колеса или ременного шкива. Этот диск для преобразования должен иметь опоры отдельно от опор главного вала. При значительных боковых усилиях, особенно при ременной и канатной передачах, муфта располагается по фиг. 424 на отдельном покое вала или по фиг. 425 только на более короткой полой палке, при чем безразлично, включается ли муфтой вал или преобразующий движение диск. При малых боковых усилиях и незначительном изнашивании опор и преобразующий движение диск может лежать непосредственно на главном валу при помощи „свободной ступки“ (фиг. 426, затем фиг. 409, и 412). Последнее расположение особенно часто применяется для соединения вала с несколькими дисками с различным движением (передача с переменными скоростями или для изменения направления движения), фиг. 419 до 421.



Фиг. 426.

Управляемые фрикционные остановы и сопротивление.

Тормоза. Область применения: закрепление у станины только временно движущихся валов с колебательным или вращательным движением („фрикционные остановы“), при чем включение и выключение может быть место во время хода, торможение опускаемого груза („опускные тормоза“ с превращением потенциальной энергии в теплоту) и торможение движущихся масс („останавливающие тормоза“ с превращением в теплоту кинетической энергии), например, во всевозможных экипажах и подъемниках.

Между тем, как фрикционные муфты (для сцепления валов) по большей части действуют при помощи производящих накатку пружин, в тормозах, если вызывающая трение деталь помещается на неподвижной

¹⁾ Z. d. V. d. I. 1913, S. 1023—Springer Bandkupplung, Z. d. V. d. J. 1912, S. 2067.

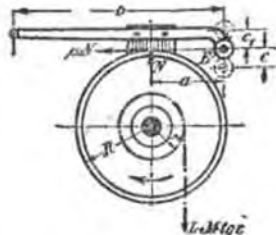
²⁾ Ratschcupplungen für Webstuhltrieb, SSW und AEG.

станине, в виду отсутствия вращения можно для получения давления производить нажим и при помощи груза, действующего непосредственно или при посредстве механизма, при чем передача действия груза производится рычагом, клином или охватывающей лентой.

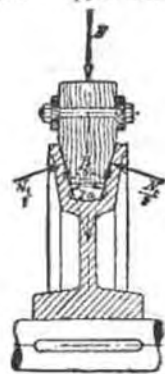
1. Рычажная передача (фиг. 427). Как общее правило если G —есть вес груза, действующего на пружину или какая-либо другая сила, то $Gb = Na \pm \mu Nc$. Только в том случае, если $c = 0$ (точка вращения E тормозного рычага лежит на касательной тормозной шайбы) действие тормоза не зависит от направления вращения. Если же точка вращения E лежит с наружной или внутренней стороны касательной, то при изображении в чертеже направлении вращения, силу G должно взять соответственно больше или меньше, чем для случая, когда $c = 0$. Наиболее удобна конструкция с расположением точки вращения снаружи касательной. Пользуясь обозначениями, приведенными на чертеже, имеем, отложив груз L и движущую массу M к радиусу барабана r , а сопротивление трения μN к радиусу трения R , $\mu NR = (L + M \operatorname{tg} \epsilon) \cdot r$, при чем $\operatorname{tg} \epsilon = 1$ до 1,5 m/sec² (фиг. 401).

2. Клиновая передача (фиг. 428). Если 2α есть угол клина, то $N_1 = \frac{N\eta}{\sin \alpha}$, при чем для движения при включении и выключении $\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha \pm \mu)}$, а во время самого торможения $\eta = 1$. Если $\alpha \geq 20^\circ$, то при значительном μ надо опасаться заклинивания (самоторможение при $\eta \leq 0,5$).

3. Передача при помощи ленты (фиг. 429). При прилегании тормозной ленты (каната, цепи и т. п.) снаружи (защелкивающей лентой) или внутри (развертывающейся лентой) в состоянии покоя натяжение ленты $T_m = \frac{N}{\omega}$, следовательно, не зависит от μ , при чем N есть полное нормальное давление, а ω —угол охвата (в дуговых единицах). Для $\frac{\omega}{2\pi} = \frac{3}{4}$ имеем, например, $\frac{T_m}{N} = 0,21$. При нескольких оборотах ленты $\frac{T_m}{N}$ делается все меньше. При наступающем скольжении натяжение ленты, в зависимости от величины μ , изменяется более или менее, так что оно падает от T до t по направлению (а для растягивающихся лент против направления) относительного движения тормозной



Фиг. 427.

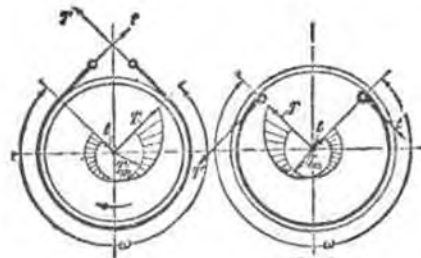


Фиг. 428.

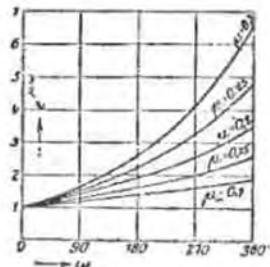
шайбы, при чем $\frac{T}{t} = e^{\mu\omega}$ (см. Т. I). Таким образом, окружное сопротивление равно $P_w = T - t = t \cdot (e^{\mu\omega} - 1) = \mu N$ и $t = \frac{\mu N}{(e^{\mu\omega} - 1)}$ и стало быть $T = \frac{\mu N e^{\mu\omega}}{(e^{\mu\omega} - 1)}$.

На фиг. 429 наведены напряжения в покое T_m в виде дуг, а напряжения при скольжении T и t —в виде логарифмических синусоид от центра (для $\mu = 0,3$). Значения $e^{\mu\omega}$ (см. т. I и фиг. 430). Для обитой деревом, слегка смазанной маслом тормозной лентой $\mu = 0,3$, для голой тормозной ленты и проволочного каната $\mu = 0,15$. Для первого случая при $\frac{\omega}{2\pi} = \frac{3}{4}$ имеем $e^{\mu\omega} \approx 4$, для последнего ≈ 2 ; откуда получаем следующие отношения передач к N :

$$\mu = \begin{cases} 0,3 \\ 0,15 \end{cases} \quad t = \begin{cases} 0,1 N \\ 0,15 N \end{cases} \quad T_m = \begin{cases} 0,21 N \\ 0,21 N \end{cases} \quad T = \begin{cases} 0,4 N \\ 0,3 N \end{cases}$$



Фиг. 429.



Фиг. 430.

При данном направлении торможения целесообразно приложение силы только со стороны t (фиг. 431), так что

$$G = t \frac{a}{b} = \frac{P_w}{(e^{\mu\omega} - 1)} \cdot \frac{a}{b}.$$

При переменном направлении торможения в равном сопротивлении торможения в обоих направлениях сила прилагается с одинаковыми плечами рычага и к T , и к t (фиг. 432), так что

$$G = \frac{a}{b} (T + t) = \frac{a}{b} \frac{e^{\mu\omega} + 1}{e^{\mu\omega} - 1} P_w.$$

Согласно вышеприведенному примеру имеем при данном направлении торможения

$$G = \frac{a}{b} \cdot \frac{1}{3} P_w,$$

а при переменном направлении торможения $= \frac{a}{b} \cdot \frac{5}{3} P_w$, т. е. в 5 раз больше.

Сравнение трех способов передачи. Привин ход тормозящей части нормально к поверхности торможения в 1 мм (по крайней мере!), получаем, так как отношение плеч рычага $\frac{b}{a}$ при колодочных тормозах при удовлетворительной конструкции не должно превосходить $\frac{5}{1}$, а при ленточной, наоборот, легко может быть доведено до $\frac{10}{1}$, ход h груза тормоза

$$h_1 = 1 \text{ мм} \cdot \frac{b}{a} \text{ (рычажная передача),}$$

$$h_2 = 1 \text{ мм} \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{1}{\sin \alpha} \text{ (клиновная передача),}$$

$$h_3 = 1 \text{ мм} \cdot \omega \cdot \frac{b}{a}, \text{ } \omega \text{ в дуговых единицах (ленточная передача).}$$

При $2\alpha = 45^\circ$ и $\frac{b}{a} = 5$ (для 1) и 2) = 10 для 3) и $\frac{\omega}{2\pi} = \frac{3}{4}$ получаем:

$$h_1 = 5 \text{ мм}, \quad h_2 = 13 \text{ мм} \quad \text{и} \quad h_3 = 47 \text{ мм}.$$

При одинаковом P_w потребные силы G находятся в отношении:

$$G_1 : G_2 : G_3 = \frac{P_w}{\mu} \cdot \frac{a}{b} : \frac{P_w \sin \alpha}{\mu} \cdot \frac{a}{b} : \frac{P_w}{e^{\mu\omega - 1}} \cdot \frac{a}{b}.$$

Для $\mu = 0,3$ (дерево) получается для указанных условий передачи соответственно:

$$\frac{G}{P_w} = \frac{1}{1,5} \times 0 \frac{1}{4} \times 0 \frac{1}{30}.$$

В ленточных тормозах с вращением в обе стороны

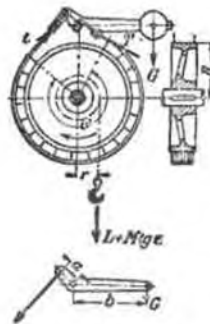
$$\frac{G}{P_w} = \frac{5}{30}.$$

Поверхности трения. О величине p и μp_m см. стр. 198. Если от тормозов требуется чувствительность, как например, от опусковых тормозов, тормозов у барабанов, подъемников, то p и нагревание от $\mu p m$ не должны быть велики. Заздание металла и обугливание дерева устраняются смазкой¹⁾.

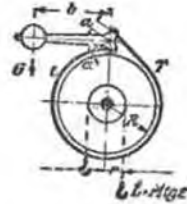
Специальные средства для увеличения P и для уменьшения p те же, как и в фрикционных муфтах; конусные тормоза, пласти-

чатые тормоза. Конструкции и применение: см. 3 раздел, Подъемные механизмы, тормоза.

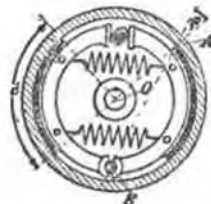
Область применения. Если тормоз, в котором нажим производится грузом или пружиной, должен работать только в одном направлении, то наиболее целесообразной является ленточная конструкция, благодаря большой поверхности трения и значительной передаче, если же тормоз должен работать в обоих направлениях вращения (подъемные машины, экипажи), то во большей части предпочтительнее уравновешенный тормоз с двумя колодками (см. 3 раздел, Подъемные механизмы), так как в этом тормозе (в протекании ленточному) отвод колодок протекает принудительно и точно. Цилиндрические тормоза применяются при больших усилиях (подъемные машины) и затем с паружным и винтовым прижимом в автомобилях; конусные тор-



Фиг. 431.



Фиг. 432.



Фиг. 433.

моза, наоборот, применимы при малых усилиях (в передвижных и поворотных механизмах). На фиг. 433 представлена распространенная форма экипажного тормоза с обкладкой из асбестовых волокон. Для устранения самоторможения наименьший угол EAO между шарниром и центром шайбы не должен быть меньше угла трения ρ . Отсюда следует, что $\angle b$ должен быть около 90° при $\mu < 0,4$ и около 120° для $\mu < 0,2$. Неуравновешенные простые тормоза с колодками (фиг. 427) применяются только при весьма малых моментах вращения (например, для валов с диаметром ниже 40 мм), так как они одномерно нагружают вал и овалу. При работе с точным остановом (опускные тормоза) и осевом давлении (тормоза с накатом под действием груза) предпочитают пластинчатые тормоза в масляной ванне, так как они имеют мало изменяющуюся и точно регулируемую величину трения; в данном случае трудно достичь полного разъединения пластин, например, при помощи иржжи, но оно и не требуется. Конусные тормоза применяются только при ручных блоках.

Тормоза для измерения мощности по большей части выполняются в виде тормозов с двумя колодками (нажим Прюви) или ленточных тормозов, а при большом числе оборотов и в виде жидкостных и воздушных крыльчатых тормозов. Подробнее см. I том: Технические измерения стр. 991.

¹⁾ Ср. Stahl u. Eisen 1920, статья Geitmann'a о тормозе Jordan'a и печатный материал G-m Jordanbremsen Ges. Berlin Neukölln.

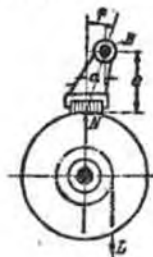
Автоматические фрикционные остановы.

Они действуют или как муфты скольжения, или как предохранительные тормоза, в оба направления вращения (тормоз устанавливается пружиной или грузом), или как тормоза свободной хода по одному направлению. При расположении по фиг. 427, можно так расположить точку вращения E тормозного рычага, что $Na = \mu \cdot Gc$ (фиг. 434), при этом условии тормозной груз $G = 0$, т. е. тормоз при опускании груза по одному направлению является самотормозящим. Таким образом должно быть

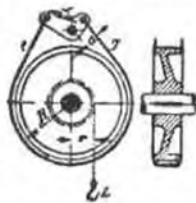
$\text{tg } \rho = \frac{a}{c} \leq \mu$. Любая точка на прямой через точку E может служить точкой вращения, но необходимо всегда иметь $\text{tg } \rho$ меньше μ . Так как радиальное давление весьма значительно, то для разгрузки вала надо колодки расположить одну против другой.

Так как угол трения весьма мал — при $\mu = 0,15$ угол $\rho = 8^\circ$, то поверхность трения должна быть только очень небольшой. При применении клинового тормоза можно вместо μ иметь $\mu' = \frac{\mu}{\sin \alpha}$ и поэтому

$\text{tg } \rho$ будет больше. Поэтому клиновую канавку всегда предпочитают колодкам. Если производилась трение деталь расположена внутри, а не снаружи тормоза, то получается особенно компактная конструкция. При всех случаях тормозная шайба не должна пружинить и должна быть достаточной для восприятия значительных радиальных давлений. При значительных скоростях колодки должны быть выбалансированы. Вместо скользящих шарниров в E и N применяются и катящиеся.



Фиг. 434.



Фиг. 435.

При небольших усилиях применяются ро-

ликковые и шариковые остановы, при чем всегда должно быть $\text{tg } \rho \leq \mu$. Очень часто задерживающие элементы состоят из роликовых частей, которые пружинят и выжимаются между особыми тормозными элементами, чтобы неустраняемое изнашивание при скольжении не действовало непосредственно на ролики. Одновременное и равномерное вхождение в действие нескольких тормозящих тел трудно добиться, к тому же катки легко вызывают остановающиеся впадины.

Осевые остановы. К этой категории принадлежат многочисленные конструкции, в которых тормоза нагружаются или разгружаются в зависимости от направления вращения под действием осевой составляющей давления. Особенно часто они применяются в качестве грузовых тормозов в подъемниках и при предохранительных рукоятках.

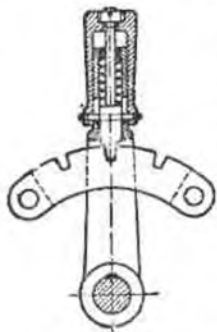
Ленточные фрикционные остановы. Если в фиг. 432 или 435 плечи рычага, в котором присоединена лента, выбраны так, что $Ta + td = 0$, то $G = 0$, и тормоз для изображенного на чертеже случая приложения груза является самотормозящим. Следовательно, должно быть

$\frac{d}{a} = \frac{T}{t} = e^{\mu \omega}$ или для надежности несколько больше. Для увеличения трения ленту обкладывают кожей.

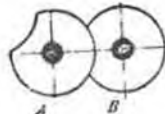
Управляемые зубчатые остановы (затворы с щеколдой).

Они служат для жесткого закрепления относительно станины при помощи собачек, щеколд, зубьев и т. п. вращающихся или качающихся валов и включаются только в спокойном состоянии или при малой $v_{отн}$ вала. Сравни фиг. 419. Сохранение в определенном положении производится благодаря определенной форме останова или определенному приложению усилия (под действием груза, пружины или трения).

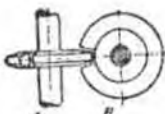
Пример: закрепление управляющих рычагов (фиг. 436) в выключаемых зубчатых переборах; этот механизм удобен также при необходимости во взаимном закреплении нескольких валов с целью допустить вращение одного только при определенном положении других. На фиг. 437 и 438 закреплены валы B , между тем как A может вращаться.



Фиг. 436.



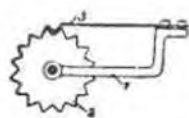
Фиг. 437.



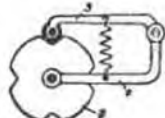
Фиг. 438.

Автоматические зубчатые остановы (гребенчатые и храповые колеса).

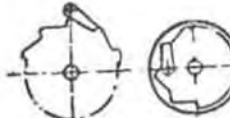
Гребенчатые колеса (фиг. 439 и 440) представляет собой зубчатые остановы, работающие в оба направления вращения, и действующие путем защелкивания. Останавливающим элементом 3 между ис-



Фиг. 439.



Фиг. 440.



Фиг. 441.



Фиг. 442.

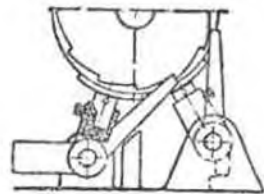
подвижной частью 1 и подвижной 2 с одной стороны закреплен шарнирно, с другой — защелкивается частью, имеющей форму затвора, зубца, или же образует силовой затвор. Зубец или имеет соответствующую форму и помещается в осевом или радиальном направлении, или же для уменьшения трения принимает форму ролика.

Храповые колеса работают с защелкивающимися или выключающимися собачками, включение которых при желательном направлении

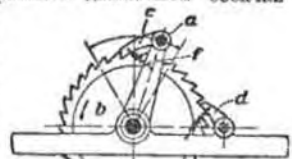
вращения вала вызывается грузом или пружиной (но не связано с формой зубца) или производится специальным управлением. Наиболее соответствующая форма собачки: дуга круга с центром в точке вращения собачки или соответствующая касательная. Зубцы подвергаются напильнику на изгиб и смятие поверхности; для уменьшения времени, необходимого для зашпоковки, собачке надо придать незначительную высоту (от 10 до 15 мм) и соответственно увеличить ширину. На фиг. 441 изображено храповое колесо с наружной собачкой, а на фиг. 442 с внутренней; последние целесообразны для сбережения места в тормозах, расположенных в наружной части какого-либо механизма.

Собачки с принудительным движением. При применении храповых механизмов к машинам и в связи с этим при значительных скоростях вращения целесообразно управлять движением собачки при посредстве сопротивления трения, возбуждаемого грузом или пружиной (фиг. 443). Полезно распределить две или три отдельные собачки с разделенным управлением каждой, чтобы получить меньший угол деления. Применение: см. 3 раздел: Подъемные механизмы, передача движения.

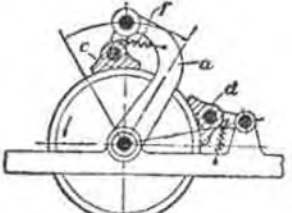
О соединении автоматических храповых или фрикционных остановов с тормозными сопротивлениями см. 3 разд.: Подъемные механизмы, передача движения.



Фиг. 441.



Фиг. 442.



Фиг. 443.

Автоматическое включение и выключение качающихся валов и рычагов.

Чтобы превратить колебательное движение вала или рычага a (фиг. 444 и 445) во вращательное движение вала или диска b , необходимо применить автоматически сменяющиеся воздействия „муфты свободного хода“ c , для включения вала при движении его вперед, и останова d для выключения вала при его обратном движении. Включение в данном случае производится или храповым механизмом (собачкой) (фиг. 444) или бесшумным фрикционным остановом (фиг. 445), при чем для качающегося вала, если приходится иметь дело с незначительными усилиями, достаточно одного рычага с одним включющим и задерживающим механизмом. При значительных скоростях вращающий момент воспринимается пружиной, при чем останова автоматически выключаются уже не под действием собственного веса, а под влиянием пружин f .

д) Передача движения качением (роликковая передача): перекачивающийся рычаг и фрикционные колеса.

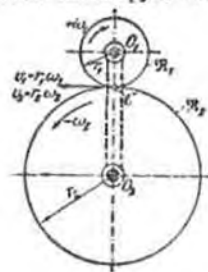
Передающее число или отношение $\frac{\omega_1}{\omega_2}$ угловых скоростей двух катков с параллельными (или перекрещивающимися) осями вращения O_1 и O_2 дано кривыми качения \mathcal{R}_1 и \mathcal{R}_2 в плоскостях (шаровых сегментах), перпендикулярных к осям вращения; точка качения C — точка соприкосновения обеих кривых качения, лежит постоянно на — или на продолжении прямой $O_1 O_2$, линия центров, и делит ее в отношении, равном передаточному числу $\frac{O_2 C}{O_1 C} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$. При постоянном передаточном

числе кривые качения представляют собой круги качения (начальные окружности) (фиг. 446 и 447). При пространственных представлениях получаются оси качения C (или многочисленные оси, ср. Механику, т. I, стр. 262), поверхности качения, цилиндры и конусы качения.

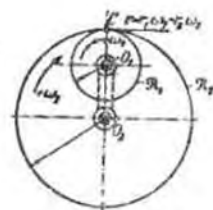
В точке C окружные скорости v_1 и v_2 по величине и направлению равны: $v_1 = r_1 \omega_1 = v_2 = r_2 \omega_2$. Длины скатывания между соответствующими пунктами кривых качения остаются постоянно равны. По положению меньшего колеса различают внешнее (фиг. 446) и внутреннее (фиг. 447) сцепления.

Относительная угловая скорость между обоими кривыми качения $\omega_{12} = (\omega_1 \pm \omega_2)$ имеет своим центром точку качения C . Знак минус относится к случаю внутреннего сцепления.

1. Перекачивающийся рычаг¹⁾. Пока в точке C (фиг. 448) угол между нормалью в точке соприкосновения и направлением давления K и линией центров $A_1 A_2$ не слишком острый, представляется возможной передача силы без скопления с наименьшим изнашиванием. Угол колебания все же ограничен, в большинстве случаев он значительно меньше 45° , поэтому передача приспособлена только для колебательного движения. „Перекачивающиеся рычаги“ применяются между качающимися валами и, являясь колеблющимися рычагами, имеют переменное передаточное число, так как точка качения C перемещается туда и обратно по прямой центров $A_1 A_2$. Главная область применения в распределительных механизмах, ср. 2 раздел, глава V: Паровые машины. Кривые качения представляют собой кривые одинаковой формы и являются или



Фиг. 446.



Фиг. 447.

¹⁾ Ср. также Holzger, Wälzhebel, Z. d. V. d. I. 1908, S. 2013; Mager, Die Steuerungen der Verbrennungs-Kraftmaschinen, Springer, 1914, S. 115 bis 133; All, Wälzhebelmechanismen, Z. f. ang. Math. u. Mech. 1922, S. 187.

двумя подобными логарифмическими спиралями, или двумя подобными эллипсами. На фиг. 448 представлено перекатывающийся рычаги с подобными эллиптическими кривыми качения. Их преимущество в том, что после заделки обе поверхности можно легко точно и при том одновременно привилфовать.

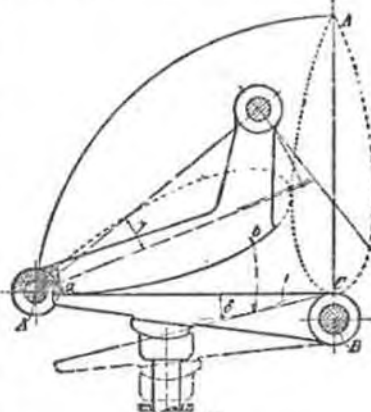
Эллипсы выбираются так, чтобы большая их ось $2a$ была равна расстоянию между осями вращения перекатывающихся рычагов; малая ось $2b$ выбирается по усмотрению и определяет расстояние фокусов эллипсов $2r$, так как $r^2 = a^2 - b^2$. Фокусы A_1 и A_2 лежат на осях вращения перекатывающихся рычагов; соединительная линия B_1B_2 между двумя другими фокусами при качении проходит постоянно через точку качения C и A_1A_2C определяет возможную

Фиг. 448.

передачу, которая никогда не может уйти до нуля. Эллиптические кривые качения могут быть механически образованы на перекатывающихся рычагах сложением двух синусоидальных движений (катящиеся друг по другу рычаги).

При весьма низких первоначальных передаточных числах целесообразно применение прямой и кривой качения (фиг. 449)¹⁾ (кривая качения строится по точкам по одинаковым длинам скатывания), или же в качестве начальной кривой выбирается не кривая качения, а кривая скольжения.

При одной специальной форме применения перекатывающихся рычагов, при рычаге с «подушкой качения», одна из кривых качения \mathcal{R}_2 закреплена неподвижно, между тем как точка A_1 описывает в большинстве случаев заданную кривую, например, дугу круга или прямую. В последнем случае (сравни также 2 раздел, V глава: Паровые машины) в качестве кривой качения применяется дуга круга на подушке качения с данным радиусом (фиг. 450) или логарифмическая спираль с начальной точкой B в A_1 на прямой подушке качения, соприкасающейся с ней в точке C , если начальная точка A_1 должна непосредственно быть связана с движением



Фиг. 449.

передачи, которая никогда не может уйти до нуля. Эллиптические кривые качения могут быть механически образованы на перекатывающихся рычагах сложением двух синусоидальных движений (катящиеся друг по другу рычаги).

стержня по прямой направляющей. При этом линия A_1C передвигается параллельно.

2. Фрикционные колеса. Если нормаль в точке соприкосновения совпадает точно, или приблизительно, с линией центров O_1O_2 , то окружная сила P_w для передачи энергии возникает только при наличии производимой трение нормального силы (осевого давления) K в направлении O_1O_2 (фиг. 451).

При $\frac{w_1}{w_2} = \text{const.}$ траектории качения представляют собой круги, а материалы фрикционные колеса — или парические колеса с параллельными осями или конические колеса с вершиной обеих конусов в точке пересечения пересекающихся осей.

Размеры. При одинаковой ширине колес b и диаметрах колес d_1 и d_2 допускаемая удельная нагрузка $k = \frac{K}{bd_r}$, где приведенный диаметр d_r определяется из уравнения $\frac{1}{d_r} = \frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}$, затем $P_w \leq \mu K$. Если $P_w > \mu K$, то имеет место скольжение, которое часто длительно продолжается, если μ возрастает с увеличением скорости скольжения $v_{\text{отн.}}$ (см. также ленточную передачу, соотношение трения).

Таблица 45. Средние значения k и μ .

$k = \text{от } 3 \text{ до } 5,$	$\mu = \text{от } 0,10 \text{ до } 0,15$ при чугуна по чугуна
	$\mu = \text{от } 0,15 \text{ до } 0,20$ " бумага " "
	$\mu = \text{от } 0,20 \text{ до } 0,30$ " кожа " "
	$\mu = \text{от } 0,20 \text{ до } 0,50$ " дерево " "

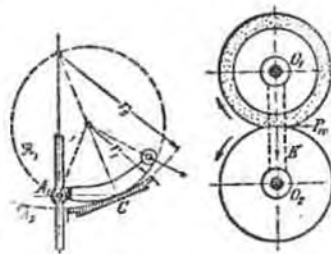
Меньшие значения относятся к случаю, наиболее частому, когда трутся поверхности гладки и прочны.

Пример. Требуется определить окружную силу на 1 см ширины двух фрикционных колес с диаметрами $d_1 = 33$ см и $d_2 = 50$ см. $P_w = \mu K = \mu k b d_r$ или $\frac{P_w}{b} = \mu k d_r$. Для чугуна по чугуна принято $\mu k = 0,125 \cdot 4$, затем $\frac{1}{d_r} = \frac{1}{33} + \frac{1}{50} = \frac{1}{20}$. Отсюда $P_w : b \leq 10$ (подобно тому, как в ременной передаче). С увеличением диаметра допустимая окружная сила возрастает, а с уменьшением — падает. Сила нажатия: $K \geq \frac{P_w}{\mu}$,

откуда $\frac{K}{b} > \frac{8 P_w}{b} > 80 \text{ kg}$ на 1 см ширины. Мощность на 1 см ширины:

$$\frac{N}{b} = \frac{P_w}{b} \cdot \frac{v}{75} \text{ или для } v = 10 \quad 20 \quad 30 \text{ м}$$

$$\frac{N}{b} = 1,33 \quad 2,66 \quad 4 \frac{\text{лс}}{\text{см}}$$



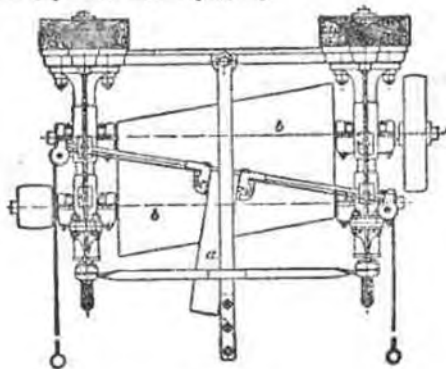
Фиг. 450.

Фиг. 451.

Фрикционные колеса весьма часто применяются в качестве приводных колес в паровозах, грузовых и легковых автомобилях между двигателем и дорогой. K в данном случае производится только весом паровоза или автомобиля (при том без передачи).

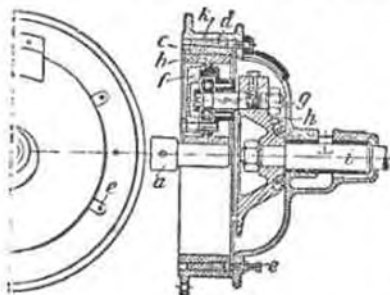


Фиг. 452.



Фиг. 453.

Между двумя приводными валами для повышения K может быть включена передача или любая сила — пружины, или прочие источники энергии, при чем самые валы могут лежать неподвижно на опорах или быть подвижными один относительно другого (натяжные валы).



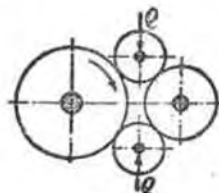
Фиг. 454.

завода Виолфели, Виолфель-Ганшпер, между двумя конусными барабанами.

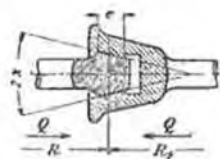
Фиг. 454. Планетарная фрикционная передача фирмы В. Т. Гильгера в К^о. Бонн, дана передач от 1:12 до 1:7, лучше всего 1:9 в малых крутящих моментах $\frac{N}{n} \approx 0,02$ на быстрходном валу. От малого колеса с силой передается на диск h через посредство трех или четырех упруго прилегающих к колесам стальных колес l , движущихся в косе в дорожковом кольце c , которое перемещается при помощи шлицевых клиновидных

колес d , фиг. 455. Фрикционная передача П. Гюне: два упруго прижатые друг к другу и соединенные между собой шпилька выполилит передачу между двумя пазами в неподвижных опорах.

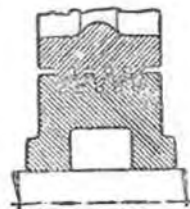
Валы передвигаются один относительно другого. Грузы, пружины, либо какие-нибудь другие источники накопления энергии, например, гидравлической или электромагнитной, воздействуют на фрикционные колеса непосредственно или путем передачи.



Фиг. 455.



Фиг. 456.



Фиг. 457.

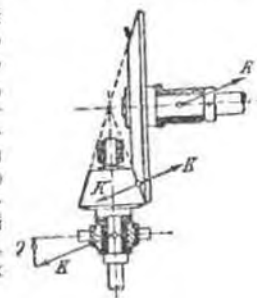
Фрикционная клиновидная передача (фиг. 456). Сравн. также: Тормоза, клиновидная передача, фиг. 423 и т. I, стр. 306.

Окружная сила получается равной $P_w = \frac{\eta Q d}{\sin \alpha}$, где $\eta = \frac{\tan \alpha}{1 + \rho}$ для движения включения; во время работы η приближается к 1, так что при мало упругих материалах $P_w \approx \frac{Q d}{\sin \alpha}$; $2\alpha = 30^\circ - 45^\circ$ в клиновых колесах по фиг. 456 и 457.

Недостатком данной передачи является лишь то обстоятельство, что чистое качение может иметь место только по кривым качения (начальным окружностям), прочие же точки скользят (потери на скольжение!), благодаря чему получается быстрое изнашивание; поэтому необходима смазка маслом в глубина желобков e делается относительно незначительной. Преимущество клиновых колес: незначительное давление в опорах, общий коэффициент полезного действия (по Ernst, Pebezeleg) $\eta = 0,88$ до 0,90 при нормальных подшипниках.

Конические фрикционные колеса (фиг. 458) имеют то преимущество, что нормальная сила K , перпендикулярная к поверхности трения, $= \frac{\eta Q}{\sin \alpha}$, так что сила нажатия Q может быть относительно незначительна. По полной реакции в подшипниках приподов $= K$, так что потери в опорах не уменьшаются. По Эрсту $\eta = 0,85$ до 0,92.

Дерево (фиг. 459) редко применяется для конусных колес; большей частью сыромятная кожа или бумага (фиг. 460) катятся по чугуну. Дерево,

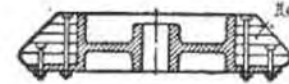


Фиг. 458.

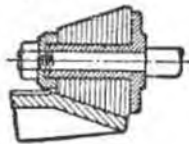
кожа и бумага закладываются в обод колеса и соответствующим образом в нем зажимаются.

Фрикционные колеса для включения валов. Возможность изменить величину нормальной силы $K = \frac{P}{\mu}$ позволяет использовать фрикционные колеса для включения двух разделенных валов на тех же основаниях, как фрикционные муфты, стр. 192. Для уменьшения сильного изнашивания от продолжительного скольжения необходимо, по возможности, понизить левую силу выключаемого элемента $\frac{mv^2}{2}$. Фиг. 461, включение с переменной скоростью и передаточного числа; фиг. 462, включение вала с оставом при помощи тормоза B на валу.

Фиг. 463—фрикционные колеса с постепенным переходом от одной величины передачи к другой и переменной направления вращения. К торцу диска b прижат каток a , передвигаемый параллельно b , благодаря чему возможно изменение передаточного числа от $+n \dots 0 \dots -n$. Эта передача

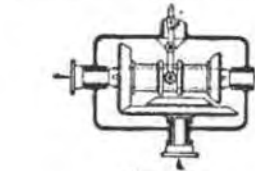


Фиг. 459.

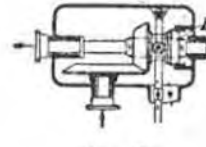


Фиг. 460.

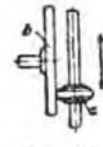
применяется только для незначительных крутящих моментов, так как чистое качение имеет место только в одной точке, а в остальных происходит потеря от скольжения. Применяется в многочисленных машинах, орудиях, также в легковых автомобилях и для измерительных приборов; передвигаемый каток a обкладывается кожей, деревом или бумагой. Расчет по таблице 45.



Фиг. 461.



Фиг. 462.



Фиг. 463.

недостатки фрикционных передач: 1) Сила нажатия $K > P_{\mu}$ обычно от пяти до десяти раз больше, чем P_{μ} , между тем как в ременной передаче это отношение приблизительно равно трем, благодаря чему потери в опорах фрикционной передачи могут быть весьма значительными. 2) Получить необходимую силу нажатия и использовать ее часто затруднительно в конструктивном отношении; только при подвижных валах возможна удобная конструкция и для значительных мощностей. 3) Мощности, передаваемые с тела на вал, при данной ширине колеса падает с увеличением ω ; поэтому мощность на I ст. ширины весьма ограничена, если только нельзя допустить больших диаметров колес или сильного изнашивания. Поэтому, кроме больших колес для переключения по рельсам или дорогам и в автомобилях и автомобилях, применение фрикционной передачи ограничено малыми мощностями и передачами для перемены направления и скорости.

Преимущества фрикционных передач: 1) Сила нажатия $K > P_{\mu}$ обычно от пяти до десяти раз больше, чем P_{μ} , между тем как в ременной передаче это отношение приблизительно равно трем, благодаря чему потери в опорах фрикционной передачи могут быть весьма значительными. 2) Получить необходимую силу нажатия и использовать ее часто затруднительно в конструктивном отношении; только при подвижных валах возможна удобная конструкция и для значительных мощностей. 3) Мощности, передаваемые с тела на вал, при данной ширине колеса падает с увеличением ω ; поэтому мощность на I ст. ширины весьма ограничена, если только нельзя допустить больших диаметров колес или сильного изнашивания. Поэтому, кроме больших колес для переключения по рельсам или дорогам и в автомобилях и автомобилях, применение фрикционной передачи ограничено малыми мощностями и передачами для перемены направления и скорости.

Преимущества фрикционных передач: 1) Сила нажатия $K > P_{\mu}$ обычно от пяти до десяти раз больше, чем P_{μ} , между тем как в ременной передаче это отношение приблизительно равно трем, благодаря чему потери в опорах фрикционной передачи могут быть весьма значительными. 2) Получить необходимую силу нажатия и использовать ее часто затруднительно в конструктивном отношении; только при подвижных валах возможна удобная конструкция и для значительных мощностей. 3) Мощности, передаваемые с тела на вал, при данной ширине колеса падает с увеличением ω ; поэтому мощность на I ст. ширины весьма ограничена, если только нельзя допустить больших диаметров колес или сильного изнашивания. Поэтому, кроме больших колес для переключения по рельсам или дорогам и в автомобилях и автомобилях, применение фрикционной передачи ограничено малыми мощностями и передачами для перемены направления и скорости.

е) Передача зубчатыми колесами (зубчатая передача качения и винтовая).

Передача зубчатыми колесами¹⁾ заключается в передаче по кривой нескольких зубчатых профилей, последовательно вступающими в сцепление, и служит, главным образом, для принудительного преобразования движения или энергии между двумя вращающимися валами, или между валом и рейкой. (О преобразовании движения между качающимися валами см. Перекачивающийся рычаг, стр. 213, передача кулачными шайбами стр. 123 и кривошипная передача стр. 113).

Мгновенное значение передаточного числа $i = \frac{\omega_2}{\omega_1}$, среднее значение передат. числа $i_m = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{n_2}{n_1}$, где Z_1 и Z_2 —числа зубьев зубчатых колес. В передачах, работающих с зубчатыми телами и вращения, i и i_m постоянно совпадают, между тем как в некруглых зубчатых колесах, эллиптических, кулачковых и т. п. i закономерно изменяется.

По взаимному расположению осей вращения отличаются две основные группы: 1. Оси параллельны или пересекаются, передача производится при посредстве зубчатых тел качения или зубчатых колес, цилиндрических или конических. Зубчатые колеса образуют зубчатую передачу качения (О чистой передаче качения стр. 213). 2. Оси скрещиваются в определенном расстоянии: кривошипная передача производится: 1) винтовыми телами: винтовое колесо + червячное — чистая винтовая передача (например, червячок глобоидная). 2) зубчатыми колесами качения — винтовая передача качения.

1. Зубчатая передача.

1. Определение профиля зубьев. О телах качения, кривых и окружностях качения, точке качения, линии центров, внешнем и внутреннем зацеплении см.: Преобразование движения при передаче качением, стр. 213²⁾.

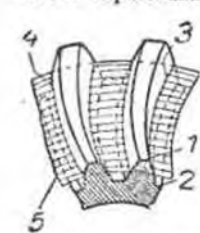
Образование сцепления между телами качения. Любая профиль A , какого-либо тела качения может быть применен в качестве основного профиля, по которому путем катания его по исходным поверхностям других тел качения (или путем вычерчивания ряда последующих их относительных положений на плоскости чертежа) получают соответствующие профили сцепления B_1, B_2, \dots, B_n , как обе рты вращающиеся формы. Если с другой стороны по профилям B образовать любые профили A_2, \dots, A_n на соответствующих телах качения, то все профили A подойдут ко всем профилям B .

Практически определение профилей производится: а) косвенным путем на основании чертежа профиля, который сперва наносится на модель (для литых колес), шаблон или инструмент определяемых очертаний; способ вычерчивания (называемый также делительным способом, так как помимо вычерчивания профилей при нем тре-

1) Иероглифы: Schielel, Zahnräder, Bd. I и II, Berlin, 1922, Julius Springer, где приведена дальнейшая библиография по данному вопросу. 2) Обозначения см. также Kutzbach, Bezeichnungen und Vorschriften für die Stirnräderverzahnung, Maschinenbau, 1922, S. 144.

буется деление окружности колеса). Этот способ не точен, благодаря искажению при вычерчивании и перенесении чертежа. *б)* Непосредственно при помощи инструмента, образованного в виде профиля зуба (инструмент по форме боковой поверхности зуба) или в виде зубчатой рейки, зубчатого колеса, или зубчатого винта (профильный инструмент) строгальным резаком, фрезером, шлифовальным инструментом, который образует передачу качения или винтовую с обрабатываемым для образования зубьев предметом: способ качения, а именно, главным образом, способ шабрения (выработки) при качении и способ винтового качения ¹⁾.

Вычерчивание точного профиля зуба необходимо только при первом способе образования зубьев и при точном исследовании свойств профиля.



Фиг. 464. 1—окружность головок; 2—окружность ножки; 3—правая боковая поверхность; 4—левая боковая поверхность; 5—теоретическая поверхность качения.

Форма зацепления. Каждый зуб ограничен линией головки и линией ножки (окружность головки и окружность ножки), имеет две боковые поверхности — правую боковую поверхность и левую; правую или левую сторону определяют, смотря от оси на верхние зубья [фиг. 464 2)]. Во всякой передаче качением правые поверхности работают исключительно с левыми, при чем одну из них называют „ведущей“, а другую „ведомой“.

Форма зацепления передачи качением определяется:

Линиями боковой поверхности, т. е. линиями пересечения боковых поверхностей зуба с теоретическими поверхностями качения.

Делением, т. е. расстоянием по касательной или нормали между правыми или левыми боковыми поверхностями. В конических колесах деление дается также в градусах или дугных мерах (делительный угол).

Высотой зуба (субиний виден), т. е. радиальным расстоянием окружности головки от окружности ножки (взадний), другими словами, суммой „высоты головки“ k и „высоты ножки“ f , которые разделены начальной окружностью. В передаче под „полной высотой зуба“ понимают сумму высот противоположных зубьев ($h = k_A + k_B$), или расстояние между обеих окружностей головок по осевой линии, так что высота зуба = полной пасоте + „зазор у головки“.

Боковым профилем в поверхностях сечения перпендикулярных к образующим тел качения (лобовой профиль, касательный профиль) или перпендикулярных к ребрам боковой поверхности (нормальный профиль).

Шаг (деление), начальная (делительная) окружность, окружность головок. Начальной (делительной) окружностью (в общем случае делительной кривой) называется окружность качения (траектория качения),

¹⁾ K r i z b a c h, Grundriss und neuere Fortschritte der Zahnradherstellung, Z. d. V. d. I. 1921, S. 913 ff., deutsch. Zahnradherstellung Berlin, 1923, VDI-Verlag.

²⁾ Отличительно по установленно, надо ли в конических колесах смотреть на боковые поверхности зубьев от вершины или лобового.

па которую при образовании и зубьев определенное (по возможности нормированное) деление падает непосредственно или же переносится скатыванием с делительного инструмента. Таким образом, делительная окружность = окружности нормального деления = „окружности качения для образования зубьев“ ¹⁾, между тем как в производстве, фактически окружности качения могут быть несколько больше, например из-за раздвижения делительных кругов.

Замкнутые делительные кривые могут иметь только такую длину U , которая при постоянном шаге t является кратным t : $U = \epsilon t$. При делительной окружности поэтому ее диаметр

$$d = \frac{\epsilon t}{\pi} = m \epsilon,$$

где ϵ — число зубьев, t — „деление (шаг) по окружности“, $m = \frac{t}{\pi}$ — „деление по диаметру“ или „модуль“.

Для передач при взаимно прикасающихся делительных кругах с диаметрами d_1 и d_2 расстояние между осями

$$a_0 = \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2}.$$

При взаимно раздвинутых делительных кругах (см. ниже) расстояние осей $a_0 > a_0$.

Чтобы иметь значения диаметров делительных кругов и расстояний между осями у цилиндрических колес с прямыми зубьями в целых числах, обычно выбирают для значения модуля m целое число. Нормированное значение m , определенное по DIN 780 см. таблицу 46. При пользовании профильными инструментами надо устранить какие-либо другие значения модулей („лякие“). После выбора нормированных модулей m значения d и a_0 не являются более произвольными.

Т а б л и ц а 46. Нормированные значения модулей m в мм (DIN 780).

Надо по возможности избегать значений, заключенных в скобки	1,25	11 12 13	0,3	2,75 3,0	27 30	0,6 (0,65) 0,7	6,0 6,5 7,0	60 65 70
	1,5	14 15	(0,35)	3,25 3,5	33 36	— 0,5	— 8,0	— 75
	1,75	16 18	0,4	3,75 4,0	39 42	0,9 1,0	9,0 10	— —
	2,0	20	(0,45)	4,5	45	—	—	—
	2,25	22	0,5	5,0	50	—	—	—
	2,5	24	(0,55)	5,5	55	—	—	—

¹⁾ Исключенно могут представлять только делительные окружности, начальные у зубчатых колес, изготовляемых на долбежных станках.

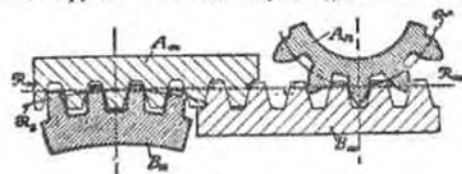
Высота головки k также выбирается в зависимости от m , так что $k = \xi m$. Обычно $\xi = 1$, так что обычный внешний диаметр колеса или диаметр окружности головок $d_a = m \cdot (\xi + 2)$.

Пример. Для зубчатых колес с 20 и 80 зубьями выбран $m = 8$ мм; в таком случае $d_1 = m z_1 = 8 \cdot 20 = 160$ мм; $d_2 = m z_2 = 8 \cdot 80 = 640$ мм, следовательно,
 $a_0 = 80 + 320 = 400$ мм, $d_{a1} = 8 \cdot 22 = 176$ мм,
 $d_{a2} = 8 \cdot 82 = 656$ мм.

Плоское зацепление и исходный профиль. Зацепления зубчатых колес любой кривизны A_n и B_n могут быть сведены и отнесены к „плоскому“ их зацеплению A_∞ и B_∞ (фиг. 465), т. е. к сцеплению плоской зубчатой рейки, а у конических колес зубчатого диска (плоского конуса), которые могли бы быть получены при том же инструменте качения, том же процессе качения и той же точке качения. Плоские зацепления A_∞ и B_∞ колеса A_n и сцепленного с ним колеса B_n должны взаимно подходить друг к другу, как форма и отливка (если не считать зазоров у головки и боковых поверхностей).

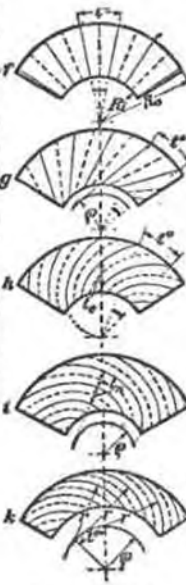
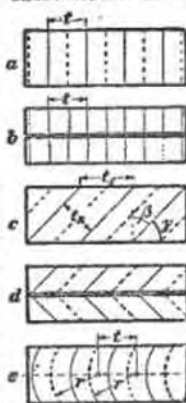
Если подходят плоские зацепления, то подходит и самые колеса. Линия боковых поверхностей в большинстве колес качения идет в плоском зацеплении по направлению образующих прямых: колеса с прямыми зубьями и остаются прямыми при любом искривлении цилиндрических и конических колес (фиг. 466 а и г), при чем линия дельных поверхностей отличаются пунктиром от линий правых поверхностей).

Из соображений работы колес и их изготовления иногда образуют линии боковых поверхностей и наклонно к образующим тел качения, а именно в виде прямых, круговых дуг, спиралей или соединенных прямых, или прямых, смещенных одна относительно другой. В таком случае (фиг. 466, е, г и и)



Фиг. 465.

зависимости от m ,



Фиг. 466 а к).

а — прямые зубья; б — ступенчатые зубья; в — кривоые зубья; г — спиральные (шевронные) зубья; е — зубья по дуге круга; ф — прямые зубья; г — зубья по клядоходной; ж — зубья по архимедовой спирали; з — зубья по эвольвенте; к — зубья по дуге круга.

надо отличать торцевое деление (шаг по касательной) t_n перпендикулярно к образующей от нормального деления t_n по нормальным к линии соковых поверхностей и от меридианного деления t_n в направлении образующих. Фиг. 466 изображает плоские зацепления: б для ступенчатых зубьев, в — для косых или винтовых, д — для елочных или гребенчатых, е — для зубьев по дуге круга, г — по касательной, ж — по архимедовой спирали ($t_n = \text{Const.}$), з — для спиральных зубьев по эвольвенте ($t_n = \text{Const.}$), к — для зубьев по дуге круга, где дуга круга заменяет эвольвенту, которую трудно воспроизвести. В плоском коническом зацеплении деления обозначаются или в градусах (t°) или в отношении к определенному радиусу, например, $\rho = 1$ м, а в случаях, изображенных под буквами г, з и к деление выражается в его отношении к радиусу ρ осевого круга ρ .

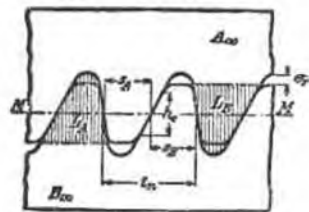
Во всех случаях косых зубьев дается угол между линиями боковой поверхности и образующей тела качения или в виде угла наклона β или в виде угла подъема γ , при чем $\angle \beta + \gamma = 90^\circ$ (фиг. 466 е).

Боковые профили плоского зацепления являются исходными профилями данного зацепления, при чем в случае надобности, например, в колесах с косыми зубьями отличаются касательный и нормальный исходный профили.

Исходные профили A_∞ и B_∞ какого-либо колеса, сопряженного с ним (фиг. 465 и 467) или, сокращенно, „профиль“ и „сопряженный профиль“ образуют совместно „профильное изображение“ зацепления.

Условия тождественности инструментов для изготовления колес и возможности взаимно заменимости колес. При симметрии в общей части (рабочем профиле) профильного изображения A_∞ и B_∞ относительно осевой линии профилей MM (фиг. 467) как профиль, так и „сопряженный профиль“ или колесо и сопряженное с ним колесо при изготовлении колес по способу качения возможно выполнить одним и теми же инструментами левых и правых поверхностей. Если кроме того, нормальное деление t_n вдоль всего ребра поверхности одинаково, что имеет место только в цилиндрических колесах с прямыми и косыми зубьями (фиг. 466 а до д) и в конических колесах со спиральными зубьями по эвольвенте (фиг. 466 з), то инструмент для правой и левой поверхности может быть соединен в один общий профильный инструмент для всех колес с одинаковым делением. Но в этом случае и толщина зуба по осевой линии профилей $s_A = s_B$, так что и впадина L_A колеса A_∞ становится равной впадине L_B колеса B_∞ .

Если нужно, чтобы любые цилиндрические колеса с одинаковым делением подходили друг к другу, что требуется для набора сменных колес, например, для смешных колес приводов и для цепей массового



Фиг. 467.

производства, то необходимо соблюдение следующих условий для сменных зацеплений или для зацеплений наборных колес:

1) угол наклона $\beta = 0$: зубчатые колеса с прямыми зубьями (фиг. 466 а);
2) одинаковый профильный инструмент, стало быть $L_A = L_B$ (фиг. 467);

3) симметричные впадины, т. е. правый профиль и левый профиль симметричны (фиг. 465, по яв. 467);

4) осевая линия профилей MM должна проходить через точку качения C , т. е. $MC=0$, „пустые колеса“ (фиг. 472).

Игра зубьев. Игра у головок. Для возможности перестановки сработавшихся зубьев предусматривается радиальная игра в головке σ_r , т. е., при чем часто принимается $\sigma_r = \frac{1}{6}$ ($= 0,166$), 0,2 или 0,1 (фиг. 467).

В результате этой игры, которая предохраняет закругление впадины от срабатывания, высота ножки нормального зуба больше высоты головки. Чем меньше неточность зубьев и их изнашивание, тем меньше можно выбрать σ_r , например, $= 0,1$.

Игра в ребре. (Игра при вступлении в зацепление). Для облегчения вступления ребер зубьев в зацепление при часто неустраиваемой неточности при установке, формовке и разметке и при изменении формы зацепления часто ребро головки (как на фиг. 467) или головки и ножки закругляется в пределах неустраиваемой неточности, благодаря чему возникает игра в ребре, доходющая наиболее до круга качения.

Игра в боковых поверхностях. По существу нежелательная касательная игра в боковых поверхностях σ_t при неизменном расстоянии между осями более или менее необходима, в зависимости от неточностей при изготовлении, при сборке и при нагреве во время работы, при чем на линии MM толщина зуба определяется $= t(0,5 - \sigma_t)$, а ширина впадины $= t(0,5 + \sigma_t)$. Для необработанных, но хорошо отлитых колес $\sigma_t \approx \frac{1}{40}$, для хорошо обработанных

$\sigma_t \approx \frac{1}{80}$; даже для точно пришлифованных или приработавшихся колес при паровой передаче необходимо иметь в виду нагрев, так как игра при нагреве уменьшается; наоборот, во внутренней передаче она должна быть устроена совершенно без опасения зацепления.

Законы зацепления. Точкой соприкосновения (фиг. 468) может быть только та точка поверхности E , для которой нормаль к поверхности проходит через точку качения C . В пространстве все возможные точки соприкосновения любого косо сцепления образуют линию соприкосновения, нормали которой проходят через ось качения. Нормаль в точке соприкосновения EC образует с касательной (не изображенной на чертеже) в точке C угол зацепления α .

Линия зацепления (в пространстве поверхность зацепления) \mathcal{C} есть геометрическое место всех возможных точек соприкосновения боковых поверхностей при неподвижных траектории качения и линии центров. Для правой и левой боковых поверхностей имеются отдельные линии

зацепления, но они проходят между одинаковыми точками E_0' и E_0'' линии центров $O_1 O_2$ и, кроме того, они постоянно проходят через точку качения C , если только боковая поверхность пересекает траекторию качения (начальную кривую) ¹⁾.

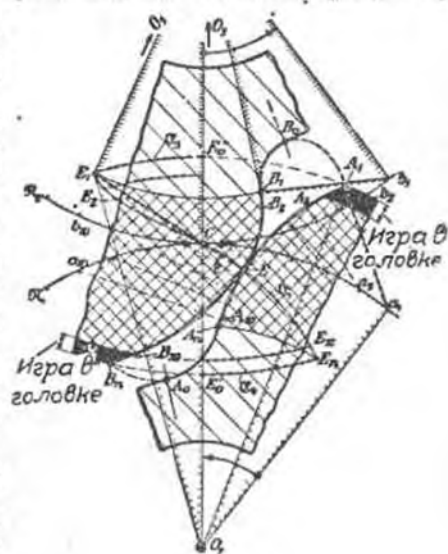
Отличают „рабочую линию зацепления“ $\mathcal{C} = E_1 E_{10}$ от ограничивающей линии зацепления \mathcal{C}_3 , которая соответствует только ребрам головок зубьев. Линии зацепления колеса и образующего колеса инструмента совпадают, между тем как линии зацепления для совместно работающих колес совпадают только в рабочей части \mathcal{C}_1 из-за игры головки и ребра.

Построение линии зацепления. На крайней качении \mathcal{N}_1 откладывает на равных расстояниях точки деления a_1, a_2, \dots, a_n (которые одновременно соответствуют моментам времени) и проводит в этих точках нормали к боковым профилям $A_1 a_1, \dots, A_n a_n$. Нормаль $A_1 a_1$ вращается около центра O_1 и при посредстве $\Delta A_1 a_1 O_1$ переносится в положение, при котором точка деления a_1 совпадает с C и точка A_1 о \mathcal{N}_1 . Таким же образом производится перенесение и прочих нормалей $A_2 a_2, \dots, A_n a_n$. Точки E_1, \dots, E_n образуют одновременно и точки линии зацепления \mathcal{C}_1 и соответствуют определенным a_1, \dots, a_n моментам времени. Ребру головки A_2 профиля соответствует окружность линия зацепления $E_2 E_0'' = \mathcal{C}_2$ с центром в O_1 .

Построение по данному профилю соответствующего ему и профиля при помощи линии зацепления (по Рело).

Построим сперва линию зацепления соответствующего плоского профиля (фиг. 468), перенесем соответствующие точки деления с начальной кривой \mathcal{N}_1 на начальную кривую \mathcal{N}_2 , отметив их b_1, \dots, b_n и при посредстве $\Delta E_1 C O_2$ будем вращать относительно O_2 нормаль CE_1 в обратном направлении до совпадения с точками b_1, b_2, \dots . Полученные таким образом последовательно точки B_1, \dots, B_n представляют одновременно как точки соответствующего профиля, так и соответствующие моменты времени и дают возможность определить скользящее одного профиля относительно другого. Указанными точками определяется и часть профиля, соответствующая „рабочей линии зацепления“ \mathcal{C}_1 . Ребрам головки A_1 и соответственно B_1 профиля соответствуют ограничивающие линии зацепления \mathcal{C}_2 и \mathcal{C}_3 в части профиля $B_1 B_0$ и $A_1 A_0$, которые имеют значение при образовании профиля и при определении изнашивания профиля.

¹⁾ На фиг. 468 указаны только левые боковые поверхности и соответствующая левая линия зацепления \mathcal{C}_1 , для которой правая линия зацепления \mathcal{C}_2 при симметричном профиле является зеркальным изображением.



Фиг. 468.

Потребная игра головок достигается тем, что круги головок при конструировании и изготовлении инструмента делаются больше на величину игры головок, чем надо по чертежу зубьев.

Длина дуги зацепления e есть та величина кривой качения, по которой передвигаются катящиеся основные кривые, пока профили зубьев сцепляются от начала до конца зацепления. Эту длину можно отсчитывать по действительной кривой качения, а еще лучше в соответствующем построении исходного профиля (фиг. 473).

Продолжительность зацепления пары совместно работающих зубьев определяется величиной $\epsilon_p = \frac{e}{t_g}$ и может служить мерой

возможного распределения окружного усилия между несколькими зубьями при начале и конце зацепления, когда скольжение или момент изгиба наиболее велики. Так как увеличение продолжительности зацепления пометает за собой разгрузку и большую сохранность профиля, то при колесах с прямыми зубьями стремятся довести ее по крайней мере до $\epsilon_p > 1,2$, а еще лучше до $\approx 1,5$ до 2.

Возможно большее значение имеет место при наружном и плоском зацеплении в следствии кривизны круга головок увеличивается произведение $\epsilon_p \epsilon_g$, но для данного значения ϵ_g приблизительно постоянно. Поэтому при данном наименьшем числе зубьев z_2 значение ϵ является наименьшим при $z_1 = z_2$; наоборот, если дано $z_1 + z_2$ в виде суммы числа зубьев или заданным расстоянием между осями и величиной шага, то наибольшее значение ϵ получается при $z_1 = z_2$. С другой стороны, значение ϵ совершенно не зависит от величины шага.

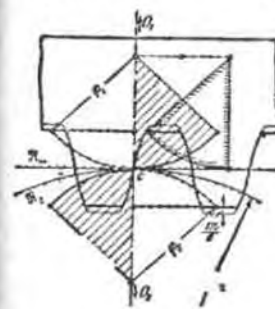
Разделением обода зубчатого колеса на два или три обода, равномерно смещенные один относительно другого—ступенчатые колеса или колеса со сдвоенными зубьями (фиг. 466, б),—или применением косых или изогнутых боковых поверхностей (фиг. 466 с, d, e, g, h, i, k) начало и конец зацепления в различных профилях передвигаются на величину «сдвига» зубьев s , и таким образом напряжение зубьев равномернее распределяется, как по месту, так и по времени; в результате получаются более спокойный ход и более благоприятные условия напряжения зубьев, почему в данном случае применимы профили и с $\epsilon_p < 1$. Продолжительность зацепления по линии боковой

поверхности $\epsilon_f = \frac{s}{t_g}$.

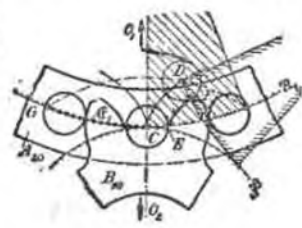
Циклоидальное зацепление. Если часть рабочей или ограничивающей линии зацепления представляет собой дугу круга с центром на линии центров O_1, O_2 , то соответствующие части профиля являются циклоидальными кривыми (1 том., стр. 111), а именно: эпициклоидами или гипоциклоидами, если дуги круга проходят через точку качения C ; удлиненными (или укороченными) эпи- или гипоциклоидами, если они не проходят через C . На фиг. 468 ограничивающие линии зацепления \mathcal{C}_3 и \mathcal{C}_4 . Работавшие профили по циклоиде применяются в циклоидальных зацеплениях:

а) Двустороннее циклоидальное зацепление. На фиг. 469 изображено соответствующее плоское зацепление с кривой качения R_{∞} . Заштрихованные части «кругов качения» с радиусами ρ_1

и ρ_2 описывают при качении от точки C по обе стороны R_{∞} циклоиды, образующие исходные профили; их линия зацепления есть зеркальное изображение кругов качения. Круги качения \mathcal{R}_2 колес, работающих в плоском зацеплении, могут иметь при данном радиусе от r_{\min} $= \rho_2$ до $r_{\max} = \infty$. Для набора колес с наименьшим радиусом делительного круга $= r_{\min}$ целесообразно иметь $\rho_1 = \rho_2 = 0,5 r_{\min}$ (Виллис 1838); наоборот, для отдельных парных колес наилучшее зацепление при $\rho_1 \approx 0,4 r_1$, $\rho_2 > 0,4 r_2$. При $\rho_1 = 0,5 r_1$ и $\rho_2 = 0,5 r_2$, применяемых постоянно в зубчатых колесах часовых механизмов из-за простоты изготовления, профили ножек совпадают с радиальными прямыми. Двусторонние циклоиды подходят также к случаю весьма малого числа зубьев ($\epsilon_1 = 4$ до 10), например, в механизмах инструментов, но своим



Фиг. 469.



Фиг. 470.



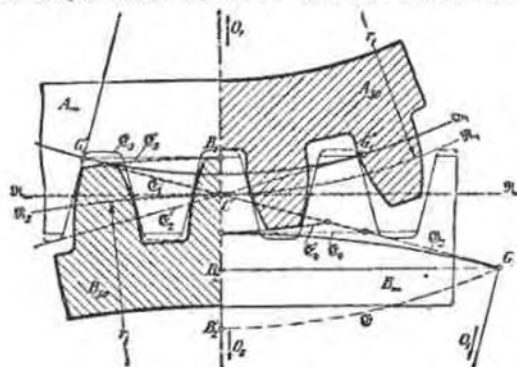
Фиг. 471.

двукратным искривлением усложнит изготовление точного инструмента и самих колес, так что в настоящее время эти очертания совершенно не применяются для обрабатываемых колес в крупном машиностроении.

б) Одностороннее циклоидальное зацепление. Зубья находятся по одну сторону кривой качения приблизительно с $\rho_1 = 0,4 r_1$. Недостаток: незначительная продолжительность зацепления и несимметричность профилей, поэтому зацепление пригодно только для парных колес, а не для набора; с другой стороны, это зацепление допускает точное изготовление в последнее время принято для ступенчатых колес и колес с косыми зубьями из-за хорошего прилегания зубьев и незначительного изнашивания¹⁾.

в) Колеса с цилиндрическими зубьями с равноудаленным точечным зацеплением (печочное зацепление). Если при одностороннем циклоидальном зацеплении принять $\rho_1 = r_1$, а профиль колеса A слагается в одну точку C (фиг. 470), а профиль колеса B образуется по линии CD (рабочая линия зацепления $\mathcal{C}_1 = CB$). Точка C может быть преобразована в валец или цилиндрический каток, при чем вместо профиля CD получается равноудаленный профиль EF .

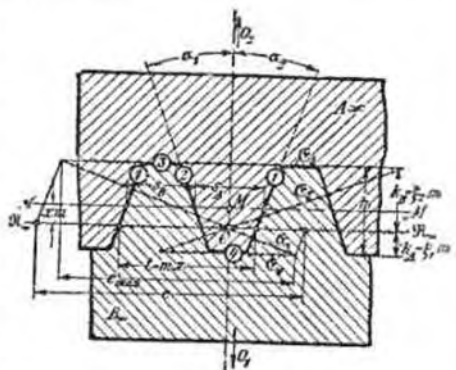
Недостаток всех цепочных колес. Точное разделение, изготовленное труднее, а напильники больше (кроме случая цилиндрических катков), чем в случае колес с зубьями. Поэтому, в общем эти зацепления применяются для выходящих колес или при применении цилиндрических катков свободно сидящих на цапфах.



Фиг. 472.

Недостаток всех циклоидальных зацеплений: рабочие круги качения должны быть точно равны кругам качения при изготовлении, иначе в передаче возникает периодическая неточность в работе каждого зуба. Поэтому для точной работы необходимо удаление осей друг от друга.

Эвольвентное зацепление. Если рабочие части линии зацепления \mathcal{C}_1 и \mathcal{C}_2 (фиг. 472 и 473) представляют собой прямые, проходящие через точку качения C , то при круговой траектории качения \mathcal{H}_1 и \mathcal{H}_2 , соответствующие профили зубьев образуются по разверткам круга (I том, стр. 114), основные круги которых \mathcal{C}_1 и \mathcal{C}_2 (с центрами в O_1 и O_2) соприкасаются с линиями зацепления в G_1^1 , G_2^1 , G_2^2 и G_1^2 . Угол зацепления α остается постоянным для всех точек линии зацепления. Для плоского зацепления $A \infty$ и $B \infty$ (фиг. 472 и 473) все эвольвентные профили преобразуются в прямые, пер-



Фиг. 473.

пендикулярные к линии зацепления, образующие с линией центров $O_1 O_2$ углы α_1 и α_2 , равные углам зацепления (угла $(\alpha_1 + \alpha_2)$ именуется углом профиля).

Для вычерчивания профиля зубьев, согласно фиг. 472, целесообразно для каждого колеса начертить исходный профиль сопряженного с ним колеса. Точки пересечения исходных профилей с линиями зацепления одновременно являются точками соприкосновения эвольвент. θ_1 и θ_2 представляют центры кругов кривизны эвольвент в этих точках пересечения, поэтому эвольвенты могут проходить только вне основных кругов \mathcal{C}_1 и \mathcal{C}_2 . Ограничивающие профили подобны тому, как и $D_0 B_1$ на фиг. 468 конструируются из линий зацепления \mathcal{C}_3 и \mathcal{C}_4 изображенные в виде удлиненных эвольвент или удлиненных энциклоид в зависимости от того, \mathcal{C}_3 и \mathcal{C}_4 прямые или дуги круга. В большинстве случаев для выполнения зацепления достаточно вычертить исходный профиль или vadаться пеличинами σ , ξ и η .

Пример: передача с временными осташовани ведомого паз ¹⁾. При $\alpha_1 : \alpha_2 = 1 : 4$ Маллтийский крест ²⁾ (фиг. 471).

Благодаря простому исходному профилю, при эвольвентном зацеплении возможны густейшие рабочие инструменты для их изготовления. Изменение расстояния между осями работающих колес (без периодически повторяющихся неточностей в работе передачи) возможно исключительно при этом зацеплении, и поэтому почти исключительно одно только эвольвентное зацепление кладется в основу инструментов для изготовления зубчатых зацеплений. При этом суммарная высота зацепления в изображении профиля доходит до обеих линий головок (h на фиг. 473) или из-за игры в ребрах (закругления головок) делается короче (h_e на фиг. 467).

Недостаток эвольвентного зацепления: При незначительном числе зубьев требуется особые меры (сдвиг профилей или косое зацепление). При наименьшем числе зубьев часто вращают двустороннее циклоидальное зацепление.

Нормирование эвольвентного плоского зацепления заключается в установлении: а) равной ширины впадин $s_A = s_B$ по осевой профильной линии MM ; б) углов зацепления $\alpha_1 = \alpha_2$; в) общей высоты зубьев $h = 2z_m$; д) общей высоты работающих профилей (только при наличии игры у головок) $h_e = 2z_m$, где $\varphi < \xi$.

Принято применять $\alpha = 15^\circ$ в Германии и $\alpha = 14\frac{1}{2}^\circ$ (Виллис 1835) в Англии и Америке; $\xi = 1$, так что $h = 2m$. По новому проекту DIN (1925): $\alpha = 20^\circ$, игра у головки $\sigma_r = 0,1 \dots 0,25$; закругление у ножки зуба $= 1,5 \sigma_r m$. Исключение см. стр. 235.

Возможно большая продолжительность зацепления ϵ_{\max} для плоского зацепления по эвольвенте:

$$\epsilon_{\max} = \frac{e}{t} = \frac{2h}{t \sin 2\alpha} = \frac{2}{\pi} \frac{\xi_1 + \xi_2}{\sin 2\alpha}$$

так что для

$\xi = 1$ и $\sigma =$	10°	15°	20°	25°	30°
ϵ_{\max}	3,72	2,55	1,98	1,66	1,47

При числе зубьев ниже 50 и $t = 1 : 1$, см. значение ϵ на фиг. 477, α_{15} и α_{20} .

Нулевыми колесами называются колеса, в которых осевая линия профилей MM проходит через точку качения C (фиг. 472). В этих колесах, если высота головки равна $k = \xi m$, то наружный диаметр $d_{a0} = m(z + 2\xi)$.

Колеса Фау («корректируемые колеса») — такие колеса, в которых осевая профильная линия MM или соответствующий инструмент при

¹⁾ Alt. Malteserkreuzgetriebe. Werka. Technik. 1916. S. 229.

изготовлении сдвинуты относительно точки качения O на величину $\pm \lambda m$ в наружном направлении (V_+ колесо) или во внутреннем (V_- колесо). (Фиг. 473). Вследствие такого сдвига профиля одновременно меняется ширина зуба по делительной линии (при $\alpha = 15^\circ$ или $\alpha = 20^\circ$ приблизительно в отношении $\frac{1}{3}$ и соответственно $\frac{x}{2}$), так что ножка зуба для V_+ колес сильнее, а для V_- колес слабее, чем в нулевых колесах (фиг. 474), где для $\alpha = 15^\circ$ колесо A_{12} есть V_+ колесо, а сопряженное колесо B_{50} есть V_- колесо).

Внешний диаметр: $d_{\text{вн}} = m(\alpha + 2\xi + 2x)$.

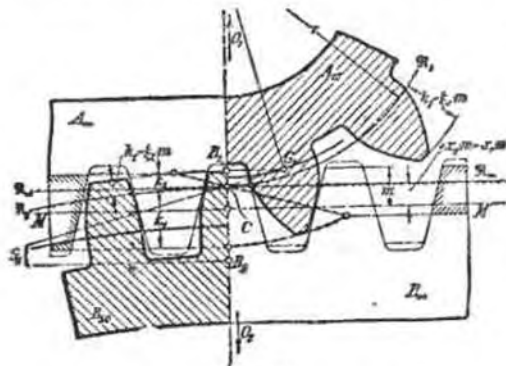
Таким образом, для обычных колес $\xi = 1$

$$d_{a_0} = m(\alpha + 2) \quad \text{и} \quad d_{\text{вн}} = m(\alpha + 2 \pm 2x).$$

Пример: При обработке зубчатого колеса с $\alpha_1 = 10$ до 20 зубьев при $\alpha = 15^\circ$ часто инструмент наставляется таким образом, как если бы колесо имело $\alpha_1 + 1$ зуб с тем же шагом. Какое при этом смещение инструмента или профиля? Необходимо делительная окружность есть $d' = m(\alpha_1 + 1) = m(\alpha_1 + 2x)$, откуда $x = 0,5$.

Нулевой передачей называется такая передача, в которой делительные окружности соприкасаются, так что расстояние между осями $a_0 = (\alpha_1 + \alpha_2) \frac{m}{2}$. Различают: а) чистую нулевую

передачу, состоящую из двух нулевых колес, так что MM проходит через C (фиг. 472); б) Фая нулевую передачу, состоящую из одного колеса V_+ и одного колеса V_- с одинаковым, но противоположным профилем смещением λm , так что $+\alpha_1 m = -\alpha_2 m$ (фиг. 474). Осевая профильная



Фиг. 474.

Передачи Фая представляют собою передачи со сдвинутым в осями, т.е. они состоят из одного или обоих колес Фая, делительные окружности которых во время работ раздвинуты на величину λm , так что расстояние между осями $a_r = a_0 + \lambda m$, где коэффициент сдвига осей λ :

$$\lambda = \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{\sqrt{1 + \frac{52(\alpha_1 + \alpha_2)}{(\alpha_1 + \alpha_2)^2}}}$$

Пример: Одно колесо Фая с $\alpha_1 = 20$, $m = 10$ и $x_1 = 0,5$ сцеплено с нулевым колесом $\alpha_2 = 30$. Определить λ ?

$$\lambda = 0,5 : \sqrt{1 + \frac{52 \cdot 0,5}{50}} = 0,45,$$

отсюда

$$a_{\text{вн}} = 10 \cdot \frac{50}{2} + 0,45 \cdot 10 = 254,5.$$

Пределы эвольвентного зацепления. При эвольвентном зацеплении под предельными колесами понимаются колеса, в которых рабочая линия зацепления инструмента начинается на основном круге. Они имеют наименьшее число зубьев α_g , возможное без подрезывания профиля. На фиг. 472 колесо A_{30} является предельным колесом при $\alpha = 15^\circ$ и, именно, предельным нулевым колесом, так как $x = 0$; на фиг. 474 колесо A_{12} есть предельное колесо Фая.

Рабочие линии зацепления инструмента должны проходить, все удалась от центра колеса O . Если они в некоторых частях проходят концентрически, то в этом месте профиль имеет соответствующую кромку, если же они имеют точки поворота, то в профиле получается петля, которой соответствует ослабляющее зуб подрезывание рабочего профиля и укорочение зацепления. Так как точка сопряжения G_1 основного круга O_1 (фиг. 472 и 474) являлась бы поворотной точкой рабочей линии зацепления при продолжении последней, то она не должна лежать в пределах фактического зацепления, а должна входить на границе последнего: предельные колеса.

Предельная передача состоит из двух предельных колес, так что рабочая линия зацепления $= G_1 G_2$ и обладает наименьшей суммой числа зубьев, возможной без подрезывания профиля, $\alpha_{g1} + \alpha_{g2}$.

Прходящая через G_1 по фиг. 474 ограничивающая линия зацепления $G_1 B_1$ ограничивает допустимую высоту головок k_2 зубчатого профиля инструмента B_2 (закругление на этом профиле может идти еще далее). Если эта высота головок

$$k_2 = \xi_2 m = CB_1, \quad \text{то} \quad \xi_2 m = \frac{r_{b1}}{2} m \sin^2 \alpha,$$

так что для предельных колес:

$$\alpha_{g1} = \frac{2 \xi_2}{\sin^2 \alpha} \quad \text{и} \quad \alpha_{g2} = \frac{2 \xi_1}{\sin^2 \alpha},$$

для предельной передачи

$$\alpha_{g1} + \alpha_{g2} = \frac{2(\xi_1 + \xi_2)}{\sin^2 \alpha} = \frac{2h}{m \sin^2 \alpha}.$$

Если обозначить предельное число зубьев нулевых колес с обычной высотой зубьев ($\xi_1 = \xi_2 = 1$) через α_0 , то $\alpha_0 = \frac{2}{\sin^2 \alpha}$, откуда

$$\alpha_{g1} = \xi_2 \alpha_0 \quad \text{и} \quad \alpha_{g1} + \alpha_{g2} = \frac{\alpha_0 h}{m}.$$

Для $h = 2m$	Для $\alpha = 10^\circ$	15°	20°	25°
	$\alpha_0 = 67$	17	11	11
	$\alpha_{g1} + \alpha_{g2} = 134$	60	34	22

Предельное число зубьев для обычно применяемых нулевых колес ($\alpha = 15^\circ$ или 20° , $h = 2m$) лежит около 30 или 17, наименьшая сумма числа зубьев в таких предельных передачах составляет, следовательно, 60 или 34 зуба. Больше чем α_g число зубьев всегда возможно, а меньше — только при подрезывании, т.е. за счет прочности зубьев и сокра-

щения зацепления. Но, изменяя α и ξ , можно достичь любых малых значений ε_g .

Меры для уменьшения числа зубьев. I. Сдвигом профиля. Сдвигом профиля $\pm \lambda m$, высота головки $\xi_1 m$ делается $\geq \frac{h}{2}$, так что V_+ предельные

колеса имеют меньшее, а V_- предельные колеса имеют большее число зубьев, чем нулевые предельные колеса. При ε зубьях потребный для предельных колес сдвиг профиля:

$$x_g = \frac{h}{2m} - \frac{z}{z_0}$$

Для обычного профиля ($h = 2m$, $\alpha = 15^\circ$ или 20°) получается $x_g = \frac{(30 - \varepsilon)}{30}$ или $\frac{(17 - \varepsilon)}{17}$.

Но так как незначительное подрезывание еще не является вредным для зацепления, и поэтому возможно допустить наименьший сдвиг профиля x_{\min} , при котором подрезывание профиля еще

безвредно, то ведут расчет для нулевых колес с $\varepsilon_g = \begin{cases} 25 & \text{при } \alpha = 15^\circ \\ 14 & \text{при } \alpha = 20^\circ \end{cases}$

и для колес Фау с $x_{\min} = \frac{(25 - \varepsilon)}{30}$ при $\alpha = 15^\circ$

$$\text{и с } x_{\min} = \frac{(14 - \varepsilon)}{17} \text{ при } \alpha = 20^\circ.$$

Таким образом, получается изображенное на фиг. 475 сопоставление разных случаев нормального эвольвентного зацепления при $\alpha = 15^\circ$, если применится наименьший возможный сдвиг профиля x_{\min} :

- $\varepsilon_1 \geq 25$ | Чистая нулевая передача (0) как при внешней, так и при
- $\varepsilon_2 \geq 25$ | внутренней передаче.
- $\varepsilon_1 < 25$ | Фау-нулевая передача (V0) с одним предельным колесом
- $\varepsilon_1 + \varepsilon_2 \geq 50$ | с равнобежными, но противоположными сдвигом профиля (при
- | внутренней передаче и для $\varepsilon_1 + \varepsilon_2 < 50$).
- $\varepsilon_1 < 25$ | передача Фау (V) с двумя предельными колесами (только
- $\varepsilon_1 + \varepsilon_2 < 50$ | для внешней передачи).

Соединительная линия ABC соответствует предельной передаче с $\lambda = 0$, $\triangle OAC$ содержит предельные передачи с $\lambda > 0$ (передача Фау), фиг. 475 пригодна и для $\alpha = 20^\circ$, если числа 25, 50 и 75 заменить числами 14, 28 и 42.

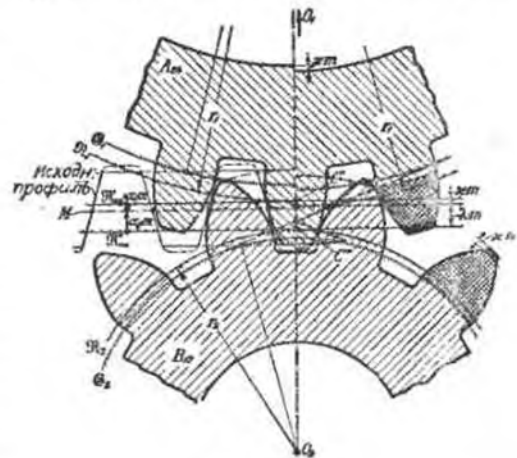
Передача Фау: на фиг. 476 слева изображена конструкция двух предельных колес A_{24} и B_{12} в одном общем профильном изображении с различным сдвигом профиля $x_1 m$ и $x_2 m$. При этом пункты

качения C' и C'' отстоят на $(x_1 + x_2)m$, а боковые поверхности имеют достаточную ободную игру. Поэтому колесо A_{24} (справа) возможно приближать к величине

$$x_1 m = (x_1 + x_2)m -$$

$$- \lambda m \text{ к колесу } B_{12},$$

пока не останется уже неустраиваемое расстояние между делительными кругами λm (= "смещение осей") и не получится передача без игры в боковых поверхностях. Если же после сближения игра в головках должна быть приблизительно одинаковой, то радиусы кругов головок должны быть путем стачивания укорочены приблизительно на величину сокращения головки $x_1 m$ (зачерненные поверхности на фиг. 476). Значение $x_1 + x_2$ и λ для $\alpha = 15^\circ$ или 20° ($h = 2m$) для предельных колес с возможно меньшим сдвигом профиля x_{\min} можно определить по таблице 47. Значение λ , пригодное для всех случаев, определяется по формуле на стр. 230 внизу (в передаче Фау).



Фиг. 476.

Таблица 47. Коэффициенты для сдвига профиля, укорочения головок и сдвижения осей при $\alpha = 15^\circ$.

(Значения в скобках пригодны для $\alpha = 20^\circ$) 1).

$\varepsilon_1 + \varepsilon_2$	$\varepsilon_1 + \varepsilon_2$	x	λ	$\varepsilon_1 + \varepsilon_2$	$\varepsilon_1 + \varepsilon_2$	x	λ
50	0	0	0	30	0,667	0,116	0,550
48	0,067	0,092	0,065	28	0,733 (0)	0,140 (0)	0,593 (0)
46	0,133	0,068	0,125	26	0,800 (0,118)	0,168 (0,004)	0,632 (0,114)
44	0,200	0,014	0,186	24	0,867 (0,236)	0,200 (0,014)	0,667 (0,222)
42	0,267	0,022	0,244	22	0,933 (0,354)	0,234 (0,033)	0,699 (0,321)
40	0,333	0,083	0,300	20	1,000 (0,470)	0,273 (0,058)	0,727 (0,412)
38	0,400	0,046	0,354	18	1,067 (0,588)	0,315 (0,088)	0,752 (0,500)
36	0,467	0,062	0,405	16	1,133 (0,708)	0,360 (0,128)	0,773 (0,580)
34	0,533	0,078	0,455	14	1,200 (0,825)	0,410 (0,177)	0,790 (0,648)
32	0,600	0,065	0,505	12	1,267 (0,94)	0,470 (0,231)	0,797 (0,709)

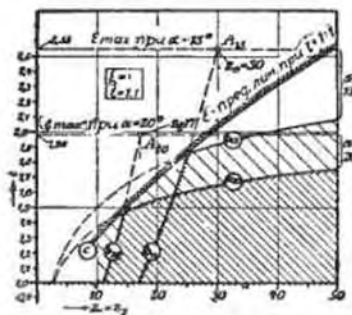
*) Об основах расчета см. Fölsner, „Der Betrieb“, 1919, S. 107 и S. 265.

Примеры для колес с $\alpha = 15^\circ$, $h = 2 \text{ м}$. 1. Нулевые передачи Фая: $z_1 = 15$; $z_2 = 60$, $m = 10$, $x_1 = \frac{25 - 15}{30} = 0,33$, то $x_2 = -0,33$, $d_{a2} = m(15 + 2 + 0,66) = 176,6 \text{ мм}$, $d_{e2} = m(60 + 2 - 0,66) = 613 \text{ мм}$. Расстояние между осями $a_0 = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = 375 \text{ мм}$.

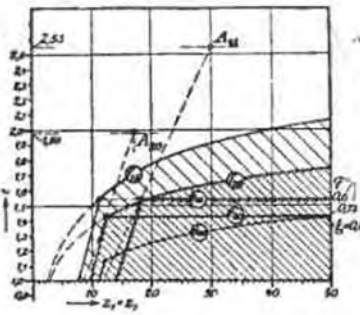
2. Передача Фая: $z_1 = 12$, $z_2 = 17$, $m = 20$. В таком случае $x_1 = \frac{25 - 12}{30} = 0,43$, $x_2 = \frac{8}{30}$, $x_1 + x_2 = \frac{21}{30} = 0,7$. Для $z_1 + z_2 = 29$ получается из таблицы промежуточное значение $\lambda m = 0,57 \cdot 20 = 11,4$ или с округлением 12 мм, так что $a_0 = a_0 + \lambda m = 310 + 12 \text{ мм}$, $d_{a1} = 20(12 + 2 + 2x_1 - 2x_2) = 20 \cdot 14,61 = 292,2 \text{ мм}$.

3. Даны расстояние между осями $a_0 \approx 300 \text{ мм}$ и $i = 1:2$; желательнее получить малое число зубьев. При $m = 9 \text{ мм}$ получается $z_1 = 15$, $z_2 = 30$ или $z_1 m = +0,33 \cdot 9 = 3 \text{ мм}$; $x_2 m = \frac{25 - 30}{30 \cdot 9} = -1,5 \text{ мм}$, λm по таблице для $z_1 + z_2 = 45$, с округлением равно $0,155 \cdot 9 = 1,4 \text{ мм}$, $a_0 = \frac{45}{2} \cdot 9 + 1,4 = a$ с округлением 304 мм.

Если дано расстояние между осями a_0 , то вследствие сдвига осей λm легко получаются дробные значения для модуля m . Допускаемая игра в боковых поверхностях и возможность округлить окружности путем увеличения величины сдвига профилей облегчают выбор целых значений для m , так что почти всегда возможно применить нормальное значение для шага.



Фиг. 477.



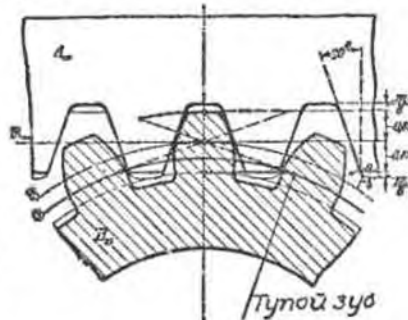
Фиг. 478.

Преимущества сдвига профиля. Наилучшая форма зуба и наивысшее значение продолжительности зацепления выполняются при малом числе зубьев и нормальном режущем инструменте (но во всем случае только при способе качения). На фиг. 477 даны значения продолжительности зацепления ϵ для $i = 1:1$ в зависимости от числа зубьев (значения ϵ при близлежащих α равны при равных произведении $z_1 z_2$). Под a_{15} и a_{20} обозначены криволинейные ϵ_{\max} для $\alpha = 15^\circ$ и $\alpha = 20^\circ$. При $\epsilon = \infty$ (рейка) они достигают наибольших значений ϵ_{\max} 2,98 и соответственно 1,98; b_{15} и b_{20} получают в результате подрезывания нулевых колес. Кривая C изображает вообще возможный предел значений ϵ , какой достигим применением сдвига профиля).

Меры для уменьшения числа зубьев. II. Без сдвига профиля. Так как в результате сдвига профиля исключается возможность изгото-

вления набора колес, то часто целесообразнее допустить для общего зацепления уклонение от нормального профиля ($\alpha = 15^\circ$ или 20° , $h = 2 \text{ м}$). Кроме того, только при наборе колес возможно иметь запас фасонных инструментов для выборки впадины по способу предварительного вычерчивания, так как в случае сдвига профиля число потребных фасонных инструментов было бы слишком велико. Поэтому прибегают к следующим мерам:

a) Увеличение угла зацепления в случае надобности с одновременным уменьшением общей высоты зубьев $h = 2\xi m$ («тухие зубья»). Приняв предельное число зубьев $z_g = 14$ или 12 (при чем без вреда его можно пренесть на 1 или 2 зуба), получаем соответствующее значение ξ из таблицы 48. Тупые зубья с $\alpha = 20^\circ$ и $\xi = 0,8$ или $h = 1,6 \text{ м}$ (фиг. 479) применяются для передач в автомобилях и наборе фасонных фрезеров.



Фиг. 479.

Преимущество: менее значительная обработка зубьев и большая их прочность. Недостатки: менее благоприятное зацепление и в результате больший шум. На фиг. 478 под d_{20} обозначена кривая ϵ для $\alpha = 20^\circ$ и $\xi = 0,8$ при $i = 1:1$.

Таблица 48. Значение коэффициентов для тупых зубьев.

$\alpha = 20^\circ$	22°	24°
$x_0 = 17$	14,	12
$\xi_{14} = 0,82$	1,0	—
$\xi_{12} = 0,7$	0,84	1,0

b) Округление головки и впадины с одновременным зазором (игрой) у ребер, так что общая высота работающих профилей $h_g < h$ (фиг. 487). При этом в пределах игры у ребер оба профиля закрутятся так, что линии зацепления представляют собой прямые линии только в пределах общей высоты зацепления $h_g = 2 \varphi m$. Затем φ при 15° целесообразно довести до 0,5, при 20° до 0,7. При изготовлении зубьев при помощи специальных колес на долбежном станке (система Фелло, см. раздел: Снимающие стружку станки) φ из-за ограничивающей линии зацепления само собой < 1 .

При фрезях, работающих качением, изготовление инструмента затруднено, но при фасонных инструментах настоящий способ применяется с успехом.

При этом способе получают более благоприятные соотношения зацепления, чем при тупых зубьях и более плавное вступление зубьев в зацепление. На фиг. 478 ϵ_{15} изображает кривую ϵ для $\alpha = 15^\circ$ и $\varphi = 0,6$ с игрой у ребер, ϵ_{20} — ту же кривую для $\alpha = 20^\circ$ и $\varphi = 0,72$.

c) Округление головки и впадины без зазора у ребер, например, по дуге круга у концов общей линии зацепления

¹⁾ Kutzbach, Gesichtspunkte für die Normung von Satzrädern, Maschinenbau, 1622—23, S. 626 (G. 160).

(фиг. 480) 1). Этот способ представляет переход к циклоидальному зацеплению по другую сторону точек перегиба G_1 и G_2 меньшего из колес. Если, например, взять дуги с радиусом равным радиусу основного круга колеса с 15 зубьями, то для случаев большего числа зубьев исключается возможность подрезывания.

Этот способ с успехом применяется для фасонных фрез (норм не имеется, но обычно округление $\varphi = 0,5$, фиг. 480). К этому типу зацепления относится оводное зацепление фирмы Фридрих Штольценберг, Берлин-Рейникендорф.

Недостаток: недостаточно простые инструменты. Кроме того, при передаточном центре зацепления не точно из-за циклоидальных кривых.

Примечание: благоприятная продолжительность зацепления. На фиг. 478 t_{12} обозначает кривую ϵ для $\alpha = 15^\circ$ и $\varphi = 0,6$ без игры у ребер, t_{20} — ту же кривую для $\alpha = 20^\circ$ и $\varphi = 0,72$.

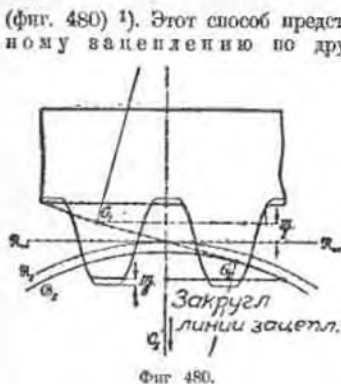
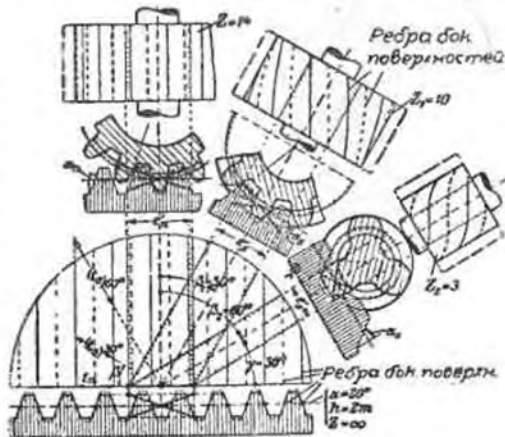
Косое зацепление. При косых зубьях с ребрами боковых поверхностей (направляющими) по фиг. 466 с целесообразно исходить из нормального шага t_n и соответствующего «исходного нормального профиля», чтобы образование зубьев по способу качения было возможно при помощи употребительных инструментов.

В таком случае (фиг. 481):

$$\frac{t_n}{t_g} = \frac{m_n}{m_g} = \frac{\xi_g}{\xi_n} = \frac{e_g'}{e_n'} = \cos \beta = \sin \gamma,$$

где e' — проекция линии зацепления в плоскости плоского зацепления, β — угол наклона и γ — угол подъема.

Фиг. 481.



Фиг. 480.

Колеса с косыми зубьями по большей части образуются по эвольвентным профилям, так что их плоское зацепление (фиг. 481 внизу) получает плоские боковые поверхности. На фиг. 481 изображены рабочие предельные колеса (без сдвига профиля) для $\alpha = 20^\circ$, для $\beta = 0^\circ, 30^\circ$ и 60° с их касательными профилями и движением образующих (ребер боковых поверхностей) по телу качения. У всех этих колес одинаковое плоское зацепление, между тем, как угол зацепления α_g в касательном исходном профиле увеличивается одновременно с β .

$$\frac{tg \alpha_n}{tg \alpha_g} = \cos \beta.$$

Предельное число зубьев

$$z_g = \frac{2 \xi_g}{\sin^2 \alpha_g},$$

и возможно большая продолжительность зацепления касательного исходного профиля

$$\epsilon_{\max} = \frac{4 \xi_g}{\pi \sin 2 \alpha_g},$$

увеличиваются с увеличением наклона, см. таблицу 49.

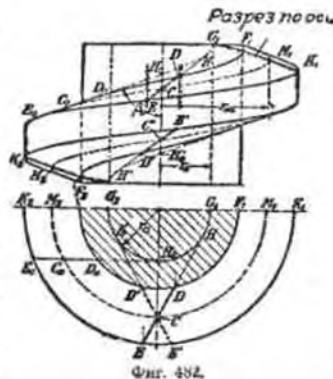
Таблица 49. Значения α_g , z_g и ϵ_{\max} для косого зацепления.

	$\beta = 0^\circ$	30°	45°	60°	75°
$\alpha_g = \begin{cases} 15^\circ \\ (20^\circ) \end{cases}$	$\approx 17^\circ$ ($\approx 23^\circ$)	22,5° ($\approx 27^\circ$)	$\approx 28^\circ$ (36°)	46°	(54,5)
$z_g = \begin{cases} 30 \\ (17) \end{cases}$	10 (1)	5 (3)	1 (< 1)		
$\epsilon_{\max} = \begin{cases} 2,55 \\ (1,98) \end{cases}$	1,94 (1,54)	1,27 (1,1)	0,77 (0,67)	0,33 (0,35)	

При посредстве наклона зубьев можно достичь любого предельного числа зубьев до $z_g = 1$ без сдвига профиля. Чтобы зацепление с пятью зубьями нарезать нормальным инструментом без подрезывания, достаточно для $\alpha = 15^\circ$ взять $\beta = 50$ до 60° , а для $\alpha = 20^\circ$ $\beta = 45^\circ$ до 50° (фиг. 492).

На фиг. 481 для $\alpha = 20^\circ$ показаны наименьшие допускаемые числа зубьев — 14, 10 и 3 для $\beta = 0^\circ, 30^\circ$ и 60° .

Колеса с косыми зубьями сопрягаются по прямым линиям сопряжения и д, осевую проекцию которых представляет линия зацепления. Линия сопряжения $ECCD$ (фиг. 482) одновременно является касательной в точке H_0 к основному цилиндру радиуса r_0 , которая сфертируется с основным цилиндром под углом наклона β_0 , при чем



Фиг. 482.

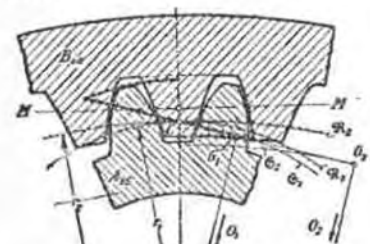
1) Эти дуги могут быть частями основных кругов, как на фиг. 377, или кругов качения по фиг. 469 (американские предложения, 1925).

$r_0 = \frac{tg \beta_0}{r} = \cos \alpha_p$. Осевое сечение $GFME$ через зацепление представляет кривую, которая тем более приближается к прямой, чем далее она удалена от основного цилиндра.

При дробном значении модуля m_n в колесах с косыми зубьями расстояние между центрами легко может быть также дробным, но соответствующим подбором β можно получить и целые значения диаметра делительного круга, так как $d = z m_n = \frac{z m_n}{\cos \beta}$. Затем

надо иметь в виду, что колеса с левым наклоном работают с колесами с правым наклоном при одинаковых углах β , а колеса с ослами, обращенными влево, работают с колесами с ослами, обращенными вправо (фиг. 466 д).

Колеса с внутренним зацеплением и внутренняя передача. При внутреннем зацеплении (фиг. 483) центры кругов кривизны обоих зубчатых профилей лежат по одну и ту же сторону, благодаря чему оба профиля лучше прилегают друг к другу, чем при внешнем зацеплении.



Фиг. 483.

Если при эвольвентном зацеплении число зубьев малого колеса $z_1 < z_2$ (стр. 232), то и в данном случае необходим сдвиг профилей; это здесь тем более уместно, что при внутреннем зацеплении всегда приходится иметь дело с парными колесами, а не с набором колес. Всегда возможно выполнить Флау зубчатую передачу (стр. 230), в которой $+x_1 = +x_2$,

так как сдвиг обоих профилей можно пронавести по направлению наружу. Для уменьшения x_2 можно также применить увеличение угла боковых поверхностей, укорочение головки или игру в головке.

Колеса с внутренним зацеплением лучше всего изготовлять при помощи долбежных колес по способу качения (колеса Фалло) в виде колес с прямыми или косыми зубьями. Так как при работе долбежными колесами само собой $\varphi < \xi$, то целесообразно в с зацеплении при внутренней передаче (см. Средства для уменьшения числа зубьев, II б, стр. 233) выводить φ с округлением головки и носка $\varphi_m < \xi_m$, вследствие чего соответственно увеличивается число зубьев внутреннего колеса.

Зацепление для парных колес Вильямса ¹⁾: Для определенной пары колес внутреннего зацепления выбирается для наружного колеса профиль с прямыми боковыми поверхностями, допускающий точное и дешевое исполнение, при чем профиль соответствующего внутреннего колеса изготавливается по первому профилю по способу качения.

Колесам внутреннего зацепления с незначительно меньшим внутренним колесом благодаря легко достижимой удовлетворительной продолжительности зацепления можно придать и другой профиль, легко и дешево изготовляемый.

Преимущества колес внутреннего зацепления: благоприятные условия прилегания кривых очертаний зубьев (в при эвольвентном зацеплении), незначительное изнашивание, экономия места, бесшумный ход.

Но внутреннее колесо может сидеть только на конце вала (кроме случая планетной передачи), поэтому область применения ограничена.

Эллиптические колеса. Эллиптические колеса (как пример некруглых колес) служат для передачи с периодически меняющейся угловой скоро-

стью при $i_{ин} = 1$. Как и в эллиптическом перекачивающемся рычаге (стр. 213), зацепление осуществляется при посредстве двух равных эллипсов с зубьями, катящихся один на другому, вращаясь вокруг своих фокусов, которые отстоят на расстоянии равном большей оси $2a$. Деление выносится по окружности эллипса, но все зубья каждого квадранта различны из-за переменной кривизны кривой качения. Эта передача редко применяется из-за нечеткого и дорогого способа изготовления (по способу начертывания). Там, где требуется ход некруглых колес без игры, можно согласно пункта 2 применять точную копию первого колеса в качестве инструмента для образования принудительного движущегося второго колеса с требующейся передачей. Нечеткое число зубьев дает одинаковые модели ¹⁾.

Передача. Если на фиг. 381 ω обозначает постоянную угловую скорость оси A , ω_{max} и ω_{min} — соответствующие предельные значения угловой скорости для оси A_1 , то при соприкосновении в точке D передача

$$i_1 = \frac{r}{r_1} = \frac{\omega_{max}}{\omega} \text{ и при соприкосновении в точке } C \ i_2 = \frac{r_1}{r} = \frac{\omega_{min}}{\omega}, \text{ откуда}$$

$$i_{max} = \frac{\omega_{max}}{\omega_{min}} = \frac{r^2}{r_1^2}.$$

Если даны $A A_1 = 2a$ и отношение r_{max} , то малая ось b определяется из уравнения

$$b = 2a \frac{\sqrt{i_{max}}}{\sqrt{i_{max} + 1}}.$$

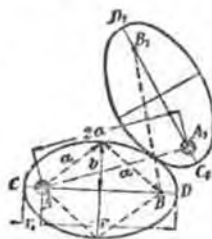
Конические колеса. Передача: $i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{\sin \delta_1}{\sin \delta_2}$ согласно обозначениям по фиг. 485.

Если оси конических колес пересекаются в точке M , то их конусы качения соприкасаются по MC , ребра боковых поверхностей зубьев лежат в конусах качения, а касательные боковые профили — в перпендикулярных к ним дополнительных конусах, вершины которых лежат на осях конусов качения.

Для исследования или точного определения зацепления в большинстве случаев достаточно иметь заданными:

1. Углы конусов δ_1 и δ_2 , откуда угол между осями конусов $\delta = \delta_1 + \delta_2$.

2. Плоское зацепление с расстоянием его вершин R_i и R_a (фиг. 466, f до k) форму ребер (образующих) боковых поверхностей зубьев, шаг или угол шага и величину сужения высоты зубьев при паличии такового. Отношение $\varphi = \frac{R_a - R_i}{R_a}$ определяет степень полноты конического зацепления.



Фиг. 484.

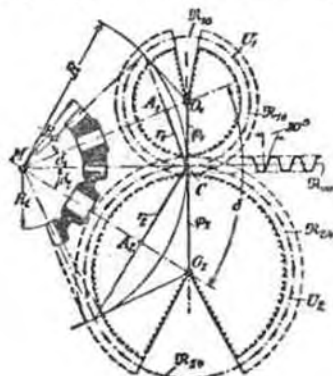
¹⁾ Ав. Маш. 1919, стр. 255.

²⁾ Дальнейшие данные о некруглых зубчатых колесах см. Вилмстер, Кломатик.

Шаг при определенном расстоянии вершин $MC = R$, например, $R = 1 \text{ м}$ (фиг. 485) или при ребрах боковых поверхностей по фиг. 486 g , i и k , при определенном радиусе основного круга r выражается в mm или в виде угла шага t° .

Всех шаг определяется «числом зубьев соответствующего плоского зацепления» ε_p , при чем $\varepsilon_p = \frac{z_1}{\sin \delta_1} = \frac{z_2}{\sin \delta_2}$ не должно быть обязательно целым числом. Тогда в плоском зацеплении $t_R = m_R \pi = \frac{2 R \pi}{\varepsilon_p}$ или $t^\circ = \frac{360^\circ}{\varepsilon_p}$.

Более точное исследование и изображение профилей требует сверх того развертки дополнительных конусов в любой точке C на их общую

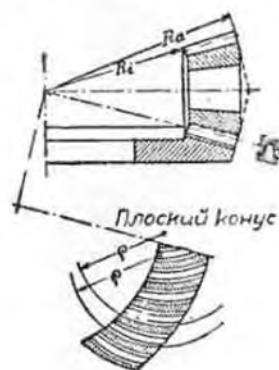


Фиг. 485.

касательную плоскость, перпендикулярную в C к MC . Развернутые (в плоскости чертежа повернутые) дополнительные конуса с кривыми качения R_{10} и R_{24} на фиг. 485 и числом зубьев $z_1 = 16$, $z_2 = 24$ имеют радиусы $r = \frac{r}{\cos \delta}$ и «полное число зубьев в дополнительных конусах»

$Z_1 = \frac{z_1}{\cos \delta_1}$ и $Z_2 = \frac{z_2}{\cos \delta_2}$. Для формы и пределов эвольвентного зацепления и для продолжительности зацепления имеет значение только это полное число зубьев Z_1 и Z_2 , например, на фиг. 485 $Z_1 = 17,1$ и $Z_2 = 28,4$ вместо 16 и 24. («Дополнительными конусами» для плоского конического колеса служат архимедры с $\delta = 90^\circ$ и полным числом зубьев $Z = \infty$).

При прямых зубьях и зубьях по архимедовой спирали (фиг. 466 f и h) высота зубьев в большинстве случаев (но не всегда) равномерно суживается к вершине конуса. Углы наружных конусов необработанного



Фиг. 486.

колеса определяются для нормально суживающихся прямых зубьев ($Z_1 \cong 25$ при $\alpha = 15^\circ$, $Z_1 \cong 14$ при $\alpha = 20^\circ$) из профильного изображения или кругов головок (фиг. 485), поскольку шаг уже установлен. Можно выполнить колеса и без сужения, особенно колеса с эвольвентными спиральными зубьями и зубьями по дуге круга (фиг. 466 i и k и фиг. 486¹⁾), а также и колеса с прямыми зубьями при небольшой степени полноты.

Для получения малого числа зубьев применены средства, указанные на стр. 232 и 234, но в данном случае не применима передача Фау, так как при конических колесах эта передача слишком затруднительна и только можно достичь в ней отсутствия веточностей при сужении зубьев. Наоборот, в этом случае легко выполнить вульварные передачи Фау, укорочение головок и увеличение угла боковых поверхностей ($\alpha = 20^\circ$ на фиг. 485).

Пример: передача $\delta = 90^\circ$, $i = 1 : 5 = \frac{z_2}{z_1}$, $\delta_1 = 11^\circ 20'$, $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 78^\circ 40'$. Для $z_1 = 10$, $z_2 = 50$ получим $Z_1 = \frac{10}{\cos \delta_1} = 10,2$, $Z_2 = 254$, откуда $Z_1 + Z_2 = 264,2$, так что нулевая передача Фау возможна (при $\alpha = 15^\circ$) с $\varepsilon_p = (25 - 10,2) : 30 \cong 0$; $\varepsilon_2 = -0,5$; $\varepsilon_p = \frac{z_1}{\sin \delta_1} = 51$, так что $m_R = \frac{2R}{\varepsilon_p}$ можно определить из указанных величин. При сужении зубьев можно исходить из $R = 1 \text{ м}$, так что на этом расстоянии шаг профиля около вершины M , $m_R = \frac{2R}{51} = 0,0392 \text{ м} = 3,92 \text{ мм}$. При сдвиге профиля параллельно к MC без сужения зубьев надо исходить из среднего расстояния вершин R_m прямых зубьев или радиуса основного круга r эвольвентных спиральных зубьев (или зубьев по дуге круга, фиг. 466, k).

Об изготовлении конических колес, которое имеет часто решающее значение при выборе зацепления, см. 3 раздел, Станок 2).

2. Условия работы зубчатых колес. Величина окружной силы. Среднее значение окружной силы P_m в kg определяется крутящим моментом $M_d = P_m r$ в kgm . Если даны мощность и число оборотов или окружная скорость, то P_m определяется из уравнений $P_m r = 71620 \cdot \frac{N}{n}$ или

$$N = \frac{P_m v}{75}. \text{ При пульсирующем или меняющемся направлении приводе,}$$

часто ищем место в рабочих и подъемных машинах, особенно во всех машинах с рычажным или кулачковым приводом, помимо наибольшего значения P надо иметь в виду и действие сил инерции $\pm P_{ин}$ так что в общем случае окружная сила:

$$P_u = P \pm P_{ин} \text{ и } P_{u \max} = \zeta P_m.$$

Но передаточное число $i = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ длительно меняется в течение одного оборота и при веточном укреплении в опорах или на валу (например, при эксцентричном закреплении или закреплении небольших колес на шпонке), неправильном делении, изменении формы во время работы, а

¹⁾ Конические колеса фирмы Бётхер и Геснер, Алтона-Варенфельд.
²⁾ См. также Kutzbach, Grundlagen und Fortschritte der Zahnradherstellung. Z. d. V. d. I. 1924, S. 913 и след. и Zahnradherstellung, Berlin, 1925, VDI - Verlag, где приведена дальнейшая литература по этому вопросу.

главным образом, при неправильной форме зубьев; таким образом, получаются принудительные колебательные движения обеих окружностей колес в виде относительного движения по отношению к равномерному ходу. В результате возникают силы ускорения или замедления в виде сил инерции $\pm P_b$, возрастающие с квадратом окружной скорости, и значительно повышающие давление на зубья или же, наоборот, уменьшающие его или меняющие его направление. При соответственно значительных силах замедления наступает перемена давления и целкание зубьев в их боковых поверхностях — главная причина шума при работе зубчатых колес. В сильно нагруженных быстроходных колесах трудно избежать определенного шума в результате трения зубьев. Если уклонения при работе зубчатой передачи носят периодический характер (намеваясь по синусоиде) с амплитудой колебаний (наибольшие ошибки — уклонения) a_1 в пш и длиной периода колебания (шаг ошибки) — по окружности колеса t_f , то сила инерции

$$P_b = \pm 80\,000 \left(\frac{a_1}{t_f^2} \right) \cdot m_{r1} \cdot \frac{v^2}{2},$$

где m_{r1} — обозначает массу, отнесенную к радиусу колеса R_1 и связанную с ним неподвижно, $m_{r1} \cdot \frac{v^2}{2} = J_1 \frac{\omega_1^2}{2}$ — ее живую силу. [Суммарная ошибка, уклонение между обоями колесами, $a = a_1 + a_2$, которая может быть определена контрольным прибором для проверки зубчатых колес¹⁾, распределяется на оба радиуса R_1 и R_2 в обратном отношении к вращающимся массам m_{r1} и m_{r2} , так что $\frac{a_1}{a_2} = \frac{m_{r2}}{m_{r1}}$]. Периодическая ошибка в форме зубьев в большинстве случаев имеет шаг ошибки t_f , равный половине или всему шагу зубьев t .

Пример. В судовой зубчатой передаче $a_1 = 0,01$ мм, $t_f = t = 7$ мм, $m_r = \frac{300}{g}$ [кг сек²/м] и $v = 20$ м/сек.
В таком случае

$$P_b = \pm 80\,000 \left(\frac{0,01}{7^2 \cdot 9,8} \right) \cdot \frac{300}{g} \cdot \frac{20^2}{2} = \pm 10\,000$$

(при соответствующей периодической мощности в ± 2700 Р. с.).

Принимая во внимание неустраняемую ошибку зубьев и возникающий при перемене давления (если $P_{ш} = P - P_b$ отрицательно) шум в передаче, величина v ограничена, а именно при нормальном хорошем выполнении для:

необработанного стального литя v не выше . . . 2 м/сек,

чугуна v не выше 3 м/сек,

для чугуна с нормальной обработкой v не выше 6 (наибольшая 9) м/сек

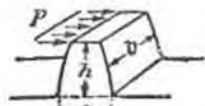
При более высоких значениях окружной скорости (встречаются скорости свыше 50 м/сек) необходимы специальные меры для устранения шума путем уменьшения $\pm P_b$, для заглушения шума масляными подушками и применением невзвучивающих материалов, для изоляции звука в воздухе и т.д. (см. ниже Быстроходные зубчатые колеса, стр. 251).

¹⁾ Z. d. V. d. I. 1920, S. 382 и 447.

Фактическое наибольшее значение $P_{ш\max}$ или ζP_m можно только примерно оценить. Так как при одинаковых ошибках в обработке зубьев ζ должно возрастать одновременно с v^2 , а с другой стороны, с увеличением v , ошибки уже во избежание шума должны быть меньше, то для нормальных „рабочих колес“ ($v = 1$ до 10 м/сек) принимают $\zeta \cong 1 + \frac{v}{10}$.

Чем спокойнее ход колес, тем ниже можно принять ζ .

Напряжение на изгиб. В цилиндрических колесах с прямыми зубьями в ведущем колесе зацепление переходит постепенно от ножки к головке, а в ведомом колесе, наоборот, от головки к ножке, так что максимальная нагрузка зуба, которую для надежности надо положить в основание расчета, имеет место тогда, когда вся сила вследствие неправильной продолжительности зацепления или неточного деления колеса приложена к ребру головки (фиг. 487).



Фиг. 487.

Обозначив через b длину зуба, h — его высоту, s_1 — его толщину у основания, получаем для расчета прямого зуба на изгиб уравнение $P \cdot h = W_b \cdot k_b$, где $W_b = \frac{b s_1^2}{6}$, а P соответствует наибольшему значению $P_{ш\max} = \zeta P_m$. Значение s_1 берется с чертежа; оно растет с увеличением угла боковой поверхности α и с числом зубьев.

Для расчета с обычно достаточным приближением можно принять $s_1 \cong 0,8 h$ и тогда „среднее давление на зуб“ p_z , распределенное на всю поверхность зуба:

$$p_z = \frac{P}{bh} \cong \frac{k_b}{10};$$

или же принимают $h = 0,66 t$ и $s_1 \cong 0,53 t$ и тогда получается частое применяемое выражение для коэф. фильтрации ϵ :

$$\epsilon = \frac{P}{bt} \cong \frac{k_b}{14} \text{ т).}$$

При расчете предполагается, что закругление у ножки достаточно велико, чтобы повышение напряжения от изгиба вследствие срабатывания во впадине не достигало больших значений.

Для значения k_b при медленном движении („силовые колеса“), пригоден случай нагрузки II (т. I, стр. 607), но принимая во внимание соприкосновение в хорошо обработанных колесах и особо хороший их материал, можно остановиться и на высших значениях.

²⁾ По распространенному в Америке более точному расчету по формуле $\epsilon = \frac{P}{bt} \cong \frac{k_b}{y}$ получается (по подсчету Lewis'a):

	$y = 14$	13	12	11	10	9	8
для $\alpha = 15^\circ$ при $\alpha = 14$	16	18	21	30	50	70	70
„ $\alpha = 30^\circ$ при $\alpha = -$	12	13	15	18	26	42	42

Обычно принимается:

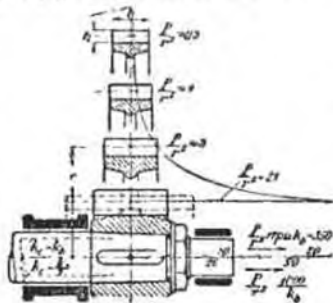
Таблица 50. Допускаемые напряжения на изгиб зубьев.

Чугун (высшего качества) ¹⁾	350 до 450	чему соответствует	$\epsilon = 25$ до 32
Стальное литейное	500 до 900	"	$\epsilon = 35$ " 65
Сталь	800 до 1400	"	$\epsilon = 55$ " 100
Никелевая и инструментальная сталь без закалки	1000 до 1400	"	$\epsilon = 70$ " 100
закаленная и шлифованная	1400 до 1100	"	$\epsilon = 100$ " 200
более высокие значения — особенно для цементированной хромоникелевой стали			43
Литье из красной бронзы	500 до 600	чему соответствует	$\epsilon = 35$ " 55
Фосфористая бронза	700 до 800	"	$\epsilon = 50$ " 70
Дельта-металла		"	$\epsilon = 80$
Дерево	80 до 230	"	$\epsilon = 5,5$ " 16
высшее значение для сухого белого бука			
Спиритная кожа	200 до 300	"	$\epsilon = 14$ " 21

Считаясь с износом зубьев или с переменной давления в изношенных и неточных зубьях, можно k_b брать соответственно ниже; с другой стороны, для стальных колес, только временами работающих с наибольшей нагрузкой (например, для обратного хода в автомобильных приводах) можно допустить и высшую нагрузку.

Давление в ребрах головки и толщина зуба. Напряжение изгиба значительно повышается при неравномерном распределении нагрузки на ребро головки зуба, которое возникает по следующим причинам:

а) Не параллельное положение колес или изменение во время работы формы вала, подшипников или рамы; в конических колесах: не совпадение вершин конусов с точкой пересечения осей валов. Последствия: одно-



Фиг. 488.

сторонний износ зубьев, напряжение в углах и ребрах. Чем больше отношение $\frac{b}{t}$ или $\frac{b}{h}$, тем неблагоприятнее последствие неточной установки и тем важнее тщательная и надежная установка колес.

В обычных тихоходных механизмах, особенно в подъемных, транспортных, в станках и т. п., общепринято:

$$b \approx 2t \approx 3h \approx 6m.$$

Для чугунного колеса с напряжением зубьев $k_b = 350 \text{ kg/cm}^2$, получают при $b = 3h$ указанные на фиг. 488 размеры зубьев, при чем для вала принимается $k_d = \frac{k_b}{3}$ и ($k_d = k_b$).

¹⁾ По Баху для чугуна (том I, стр. 606) $k_b = 1,7k_d$.

В колесах малых диаметров и соответственно при высоких значениях $\frac{P}{r^2}$ при этом получается слишком малое число зубьев, почему значе-

ние $\frac{b}{h}$ надо увеличить. В данном случае из-за повышенной опасности односторонней нагрузки и износа требуется особо тщательная сборка колес, скашивание зубьев и сточка боковых поверхностей зубьев у ребер. Фиг. 488 пригодна при любом масштабе и дает возможность судить об отношении важнейших размеров, поскольку известно значение $\frac{P}{r^2}$ для

определенного k_b или вообще значение $\frac{1000 P}{r^2 k_b}$, где r обозначает радиус делительного круга в см.

б) Изменение формы колеса вследствие нагрузки. В колесах с особо большим $\frac{P}{r^2}$, в которых, следовательно, диаметр вала и обода колеса близки по размерам, например, в шестернях судовых приводов и в прокатных приводах, легко наступает изменение формы в опорах вала, и особенно самого зубчатого колеса, как от изгиба оси вала, так и, особенно, от неодинакового скручивания последнего, так как угол закручивания вследствие отдачи силы постепенно падает до нуля.

Мерами против этого служат: жесткие опоры, эластичные зубчатые колеса и устранение слишком больших значений $\frac{P}{r^2}$ и соответственно больших длин.

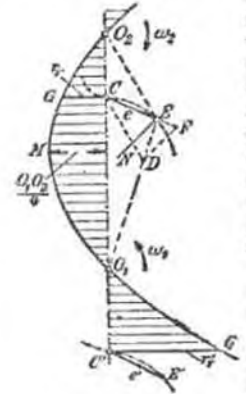
Прочность на сжатие при качении. Напряжение на выпуклых боковых поверхностях зубьев зависит от их средней кривизны $\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$, при чем в данном случае применяется тот же эмпирический коэффициент $k = \frac{\zeta P_m}{b \delta \rho}$, как и при определении давления в катках (сравни подшипники с трением качения, стр. 163 и след.). ζP_m есть наибольшее давление на боковых поверхностях зуба (см. выше стр. 241 и след.).

При эвольвентных зубьях в точке качения $k = \frac{\zeta P_m}{2b \sin \alpha} \left(\frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2} \right) = \frac{\zeta P_m}{2b \sin \alpha} \cdot \frac{1}{r_r}$, где $\frac{1}{r_r}$ есть „средняя кривизна“ передачи. Если принять для нормального зацепления $\frac{P}{bh} = \frac{k_b}{10}$, $h = 2m$, $\alpha = 15^\circ$

и $2r_r = mz_r$, где $\frac{1}{z_r} = \frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2}$, то должно быть $k_b \leq \frac{5}{4} \zeta k_z$, где ζ и k — опытные коэффициенты, которые получают сравнением различных передач и для зубчатых колес еще не окончательно установлен. Для роликовых подшипников с медленным движением ($\zeta \approx 1$) допускается $k = 200$ при роликах из закаленной хромоникелевой стали

в таких же кольцах и всего лишь $k=20$ до 30 в закаленных стальных кольцах. С прочностью роликов, во избежание поверхностного разрушения, приходится считаться только при незначительных отклонениях z_1 .

С увеличением угла профиля при внутреннем и цилиндрическом зацеплениях кривизна боковых поверхностей, а с нею и напряжение получают более благоприятные значения. Для зубчатых колес из особо хорошего материала наибольшее значение имеет прочность при качении, которая может оказаться недостаточной, особенно вследствие значительных сил инерции; при этом, несмотря на наилучшую смазку, может произойти разрушение поверхности зуба, которое начинается с образования небольших впадин по кругу качения, где отсутствует скольжение и опасность разрушения наибольшая, так как здесь не имеет места одновременная работа нескольких зубьев и действие смазки наилучшее.



Фиг. 489.

Скорость скольжения и износ. Постепенный износ зубьев происходит вследствие трения насухо или смазанного трения зубьев.

Так как относительная угловая скорость вращения относительно точки качения C (фиг. 446) $\omega_{12} = \omega_1 \pm \omega_2$, то относительная скорость скольжения в какой-либо точке E линии зацепления $v_g = \pm e \cdot (\omega_1 \pm \omega_2)$ и $\frac{v}{v_r} = \pm \frac{e}{r_r}$,

где e — длина нормали EC от каждой точки зацепления E до точки качения C , v — окружная скорость в C , а $\frac{1}{r_r} = \frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2}$ — средняя кривизна профилей передачи.

Если провести на фиг. 489 параболу через центры колес O_1 и O_2 с вершиной в точке M на расстоянии $\frac{O_1 O_2}{4}$ от $O_1 O_2$, то расстояние $CG = r_r$ (для внутреннего зацепления $C'G' = r_r'$). Если E или E' есть какая-либо из точек линии зацепления, то $\frac{v_g}{v} = \pm \frac{e}{r_r} = \frac{CE}{CG}$; v_g уменьшается от начала зацепления, где e имеет наибольшее значение, до значения нуля в точке качения, в которой e меняет знак, а затем снова возрастает до наибольшего значения в точке выхода из зацепления. Во внутреннем зацеплении $v_g : v$ значительно меньше, чем во внешнем зацеплении.

Новые боковые поверхности зуба внутри дельтаидельного круга боками головки, а вне дельтаидельного круга — боками головки; в таком случае всегда боком головки видится более быстро движущейся часть зацепления. До точки качения боком головки ведомого колеса «подирает» боком ведущего колеса, а за точкой качения боком головки ведущего колеса «гладит» боком ведомого колеса.

Скорости v_1 и v_2 боков зубьев в точке зацепления E и относительная скорость скольжения $v_g = v_1 - v_2$ определяются по отметкам

времени, введенным Лаше ¹⁾, см. фиг. 468. Графическое изображение дает также фиг. 489. Здесь $CD \parallel O_2 E$, NE проведена нормально к линии зацепления, и $DF \parallel NE$.

Такая образом $v_1 : v_2 : v_g = FE : FC : CE$.

Износ с боковых поверхностей возрастает при трении насухо и непостоянной смазке одновременно с «удельным скольжением» $v_g : v_1$ или $v_g : v_2$ в отдельных точках боковых поверхностей зубьев.

В цилиндрическом зацеплении значение $\frac{v_g}{v_r}$ остается постоянным вдоль бока ножки или бока головки, в эвольвентном зацеплении в точке качения C оно равно 0, а на основной окружности (предельные колеса) равно ∞ .

Устраняя сцепление по основной окружности или приближая профиль к цилиндрическому, можно уменьшить «удельное скольжение» или исправить «характеристику износа» ²⁾. Так как при наличии одновременного зацепления нескольких зубьев, особенно в колесах с косыми зубьями, каждый износ влечет за собой разгрузку и, кроме того, с увеличением относительной скорости возрастает влияние смазки на величину трения ³⁾, то характеристика износа имеет значение только для колес с прямыми зубьями при незначительной продолжительности зацепления, малой окружной скорости и незначительной смазке.

Потери в зубчатой передаче. Теоретические потери в зубчатой передаче от трения зубьев Q_g получаются из отношения средней работы трения $N_r = \mu P v_{gm}$ (где $v_{gm} = c_m \cdot (\omega_1 \pm \omega_2)$ есть средняя скорость скольжения зубьев) к полезной работе $N = P v = P v_1 \omega_1$

$$Q_g = \frac{N_r}{N} = \mu \frac{v_{gm}}{v} = \mu \frac{c_m}{r_r} \approx \mu \frac{\pi e}{2z_r}, \text{ где } \frac{1}{z_r} = \frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2}.$$

Наиболее благоприятно на уменьшение потерь влияет улучшение коэффициента μ смазки зубьев для уменьшения влияния трения насухо по сравнению с трением смазанных тел, достигаемого созданием достаточно устойчивых слоев масла, затем выбор большего числа зубьев и применение внутреннего зацепления. При соответствующей смазке (например, касторовым маслом в соединении с хлопьевидным графитом, несколько хуже минеральными маслами), правильной форме зубьев и нагрузке, без труда возможно довести Q_g до значений меньших 1%.

Потери в зубчатой передаче от трения в опорах равны:

$$Q_2 = \frac{(\rho_1 \rho_1 \omega_1 + \rho_2 \rho_2 \omega_2)}{v} \text{ или } \approx \frac{\rho_1 \rho_1}{r_1} + \frac{\rho_2 \rho_2}{r_2},$$

где ρ_1 и ρ_2 обозначают радиусы цапф.

И в этом случае наибольшее влияние на величину потерь имеет значение коэффициента ρ , а затем уже отношение диаметра цапф к диаметру обода колеса.

При больших значениях $\frac{\rho}{r}$ потери от трения в цапфах по большей части выше, чем потери от трения в зубьях.

¹⁾ Lasche, Z. d. V. d. I. 1899, S. 1417 и след.
²⁾ Büchner, Abnutzungs- und Reibungsverhältnisse für Stirnzahnräder, Z. d. V. d. I. 1902, S. 156 u. 278.
³⁾ Gümbel, Über geschmierte Arbeitsräder, Z. f. Turbinenw. 1916.

Пример. Для $\mu = 0,05$, $\frac{r_1}{r_2} = \frac{f_1}{f_2} = 0,8$, значение $\mathcal{Q}_1 = 8\%$;

для $\mu = 0,01$, \mathcal{Q}_1 уже $= 1,6\%$. При $\frac{r_1}{r_2} = \frac{f_1}{f_2} = \frac{1}{10}$ и $\mu_1 = \mu_2 = 0,05$, $\mathcal{Q}_1 = 1\%$.

В быстроходных и неточных колесах возникают и другие потери трения, например, от влияния масс, являющихся главной причиной шума при работе колес, от сотрясений и колебаний, которые без соответствующей полезной работы вызывают трение на задней стороне зубьев; затем имеют место потери от работы сгибания кромок головок при сильном износе, потери при толчках и потери от затухания колебаний¹⁾.

В сильно изношенных зубчатых передачах коэффициент полезного действия значительно хуже (на 5—15%)²⁾, чем в точных передачах, в которых можно достигнуть $\eta = 98 - 99\%$ при наилучшем выполнении и обильной смазке.

Выделение тепла и длина зуба. Как и в подшипниках существует равновесие между теплом, производимым вследствие трения и теплом, отводимым колесами и смазкой (в период установившейся работы колес).

Возникающее тепло определяется величиной $\mu F v_{\text{отн}}$ при чем средняя скорость скольжения $v_{\text{отн}}$ возрастает с относительной скоростью

$$\omega_{12} = \omega_1 \pm \omega_2 = \frac{(n_1 \pm n_2)}{9,55}, \text{ с длиной линии зацепления } = \epsilon t \cdot \cos \alpha,$$

(ϵ — продолжительность зацепления).

Количество отводимого тепла зависит от наружной поверхности зубчатого колеса, главным образом, от поверхности меньшего, быстрее движущегося колеса, так как его зубья за одинаковый промежуток времени чаще поддерживаются нагреванию, чем зубья большего колеса. Отсюда получается, при прочих равных условиях зубчатой передачи, следующий коэффициент для быстроходных колес:

$$w = \frac{Pt \cdot (n_1 \pm n_2)}{b d_1 \pi} = \frac{P}{b} \cdot \frac{(n_1 \pm n_2)}{z_1}.$$

Если известно наивысшее допустимое значение w для определенной конструкции передачи, обуславливающее нагрев не выше допустимого предела (например, не выше 70°), то таким образом определяется потребная наименьшая ширина зуба:

$$b \geq \frac{P (n_1 \pm n_2)}{w z_1}.$$

Если с одним колесом работает i колес, то вместо P принимается iP . Для передачи авиационных моторов (имеющих хорошую смазку и относительно хорошо охлаждаемых током наружного воздуха) $w < 30\,000$; для паровых больших передач и передач в паровых турбинах $w < 15\,000$.

¹⁾ Rikli, Messung von Zahradverlusten, Z. d. V. d. I. 1911, S. 1435.

²⁾ Czanz u. Kammeter, Versuche mit Zahnrädern von Strassenbahnwagen, München, 1923, Oldenbourg.

Нагревание масла и потребное охлаждение его определяется величиной потери на трение N_f . Если, например, принимается $N_f = 0,02 N$, то так как $1 \text{ P S / h} = 632 \text{ ET}$, то требуется отвести воздушным, масляным или водным охлаждением до $0,02 \cdot 632 N \text{ ET}$ в час.

Колеса с косыми зубьями (см. зацепление на стр. 236 в след.). У нормально сцепленных колес с косыми зубьями линия зацепления перемещается в проекции как касательная к начальной окружности зацепления от одного края рабочей поверхности до противоположного,

поэтому среднее плечо давления на зуб достигает максимум $\frac{2}{3}$ того, которое получается при прямых зубьях, и в основание расчета можно положить уравнение $\frac{P}{b l_n} \approx 1,5$ с (стр. 243). При этом за l принимают постоянно шаг зацепления t_n перпендикулярно к направлению зуба, в то время как при определении числа зубьев показательно значение торцевого шага (шага по касательной) $t_g = d \frac{\pi}{z}$. Поэтому при одинаковом числе зубьев

или соответственно при одинаковом торцевом шаге с увеличением наклона зубья становятся слабее, тогда как при одинаковом нормальном шаге t_n величина угла наклона не имеет значения для расчета.

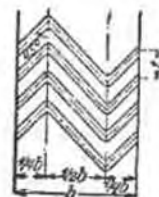
Так как зацепление наступает только для части каждого косого зуба, то не участвующая в зацеплении часть зуба усиливает перину. Поэтому колеса с косыми зубьями при одинаковом шаге t_n в смысле прочности входят в значительно лучших условиях, чем нормальные колеса с прямыми зубьями.

Край зубьев, которые при входе и выходе из зацепления могут быть перегружены (особенно угрожаемы места ведущего колеса, которые первые включаются в зацепление), должны быть целесообразно закруглены или срезаны, или усилены боковыми шайбами (фиг. 501).

Колеса с угловыми или елочными зубьями имеют то преимущество, что давление от обеих осевых составляющих уравновешивается и, если существует возможность осевого сдвига, окружное усилие P делится поровну на обе половины.

Литые колеса с угловыми зубьями (фиг. 501), чугунные или стальные, могут иметь любую форму угла. Наиболее употребительные размеры: угол наклона $\beta \approx 20^\circ$, длина зуба $b = 4$ до $5 t_g$ и сдвиг зубьев, т. е. часть делятельной окружности, на которую сдвинуты наружные концы зуба, $= 1,4$ до $1,75 t_n$. И здесь большей частью t_n выбирается как нормальный шаг. Форма зубьев литых колес выбирается такая, чтобы при формовке возможно было выдвигать модели впадин по радиальному направлению, что особенно важно при малом числе зубьев (сдвинутый нормальный профиль).

Обработанные колеса с угловыми зубьями, если они большие, могут быть получены с помощью фасонного в виде пальца фрезы (фиг. 490), или фрезы



Фиг. 490.

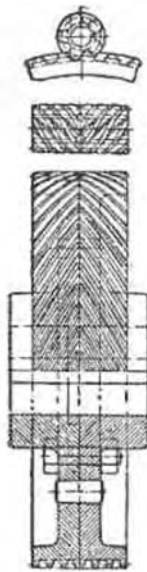


Фиг. 491.

³⁾ Выполняются заводом Berg. Stahlindustrie по системе Citroen, Париж; применимы и для конических колес.

работавшего по способу скатывания — Вюста (фиг. 491^а), при чем зубья смещаются на половину шага, чтобы облегчить фрезеровку середины. В последнее время колеса изготовляются или посредством долбежных зубчатых колес (система Сайбес-Лоренца²), которые выдвигают зубья с обеих сторон до середины. Возможно также соединить двух симметрично образованных колес, например, по фиг. 492³.

Конструкция по фиг. 492 обращает внимание малым числом зубьев $z_1 = 5$ в шестерне, почему она приспособлена для больших передач. Продолжительность зацепления, несмотря на значительный угол профиля α_p , длительна вследствие особенно большого наклона зубьев. Испытания, произведенные Бахом над двумя такими колесами с передаточным отношением $\frac{1}{10}$ при $z_1 = 5$ и z_2 , показали сравнительно неблагоприятный коэффициент полезного действия ($\eta < 0,94$), возможно, вследствие заклинивающего действия елочных зубьев, так как угол наклона $\beta = 60^\circ$ и 71° . Малое колесо из стали, большое из чугуна.



Фиг. 492.

При больших окружных скоростях и малом диаметре шестерни, в большинстве случаев принято в одной шестерне соединить два отдельных зацепления с левым и правым подъемом, отделенные друг от друга достаточно большой впадиной (которая может быть использована и для опоры: колеса в прокатных и турбинных передачах).

Испытания подобных передач с обильной смазкой, применяемых в передачах паровых турбин Лавала, Вестингауза, Парсона, Всеобщ. Компании Электротехники, Круппа и др., с передаточным числом до 1:20 и с коэффициентом полезного действия зубчатой передачи до 98 и 99%⁴ при $\beta = 20^\circ$ до 45° показали очень благоприятные результаты. Фиг. 493 колесный привод для 1480 оборотов в минуту и 1000 P. S., выполненный В. К. Э. с упругим промежуточным валом и с продольно перемещающейся муфтой⁵.

При цельных угловых зубьях целесообразно направить вершину угла зубьев в ведущем колесе против хода колеса, так как при этом лучше сохраняется место вступления ведущего колеса в зацепление. Особо широкие колеса имеют зубья с двойным углом или двойной елкой. На фиг. 490 представлена передача с переменной направлением движения.

Конические колеса. При расчете в основу кладется средняя высота зуба, если желательно иметь надежную, с равномерной нагрузкой передачу. Конические колеса с косыми или спиральными зубьями, изготовленные по способу скатывания или фасонными фрезами (фиг. 466, *г* до *ж*)

¹) Изготавливаются Аугсбургским заводом зубчатых колес, б. Joh. Reuk.

²) Z. d. V. d. I. 1925, S. 482.

³) Изготовление Аугсбургского завода зубчатых колес, б. Joh. Reuk.

⁴) Z. d. V. d. I. 1908, S. 661.

⁵) Z. f. Turbinen, 1908, S. 496; 1910, S. 75, общий обзор Z. d. V. d. I. 1916, S. 990.

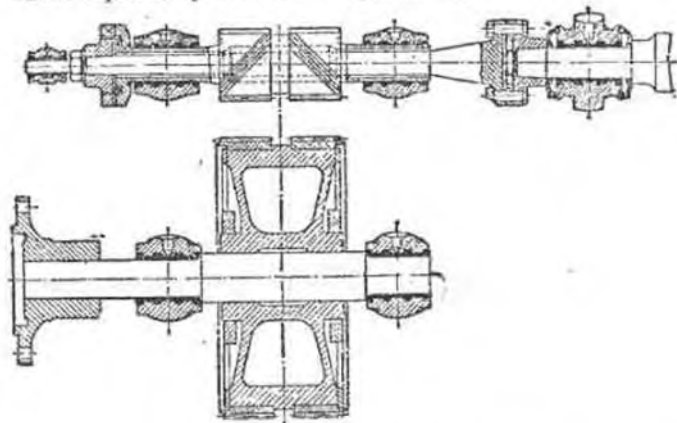
⁶) Всеобщая Компания Электротехники.

⁷) Z. d. V. d. I. 1921, S. 673 и др., Kutzbach, Fortschritte und Probleme mechanischer Energieumformung.

отличаются бесшумным ходом и потому применяются в механизмах управления (фиг. 494), легковых автомобилях и в водяных турбинах¹.

Быстроходные зубчатые колеса. Для возможности достижения высоких окружных скоростей, свыше 6 m/sec до 100 m/sec, требуется уменьшение влияния масс (см. стр. 241) применением особых мер для уменьшения неточностей в зубьях, уменьшения относительных движущихся масс, для заглушения шума и ослабления звукопроводности.

Таким образом, применяются следующие меры:



Фиг. 493.

1) Уменьшение неточностей в зубчатом зацеплении — неточностей при закреплении колес, при делении, неточностей при образовании формы зуба — достигается тщательной работой при изготовлении колес:

а) Устранение неточностей при закреплении колес как при их изготовлении, так и во время работы (например, при акцентричном укреплении на валу). Поэтому, ошибочно было бы при высоком v заклинивать на валу небольшие шестерни вместо того, чтобы насаживать их давлением на цилиндр или конус (со шпоной и дорожкой) (фиг. 488), или применять затяжные штулки (фиг. 495).

б) Самое точное деление при помощи точнейших и больших делительных дисков и делительных механизмов без мертвого хода.

Для уравнивания неточностей при делении, никогда не устраняемых полностью, небольшое закругление ребер головки, приблизительно на $\frac{m}{6}$ до $\frac{m}{2}$ высоты (штра в ребрах), очень часто применяется, несмотря на вызываемое им уменьшение продолжительности зацепления.

¹) О спиральных конических колесах см. Z. f. Werkzeugmaschinen u. Werkzeuge 1910, S. 342; Schiebel, Zahnräder, Bd. II, S. 17 ff., Berlin 1923, Springer; Kutzbach, Grundlagen und neuere Fortschritte der Zahnradenerzeugung, Z. d. V. d. I. 1924.

с) Точное получение правильного криволинейного очертания зуба, достигаемое правильным принудительным движением качения при изготовлении зубьев при помощи точнейших червячных фрез или строгальных резцов (для больших конических колес и при помощи точных шаблонов).

При последнем проходе инструмента он не должен быть сработанным. При косом зацеплении должна быть гарантирована одинаковая винтовая или спиральная форма ободов колес.



д) Исправление криволинейного очертания, особенно после вызываемого закалкой искривления, — путем принудительного шлифования (например, по способу Маала, Рейлекера).

е) Исправление криволинейного очертания путем приработки при помощи тонких шлифующих материалов (в виду непостоянного v_2 только для устранения грубых ошибок при делении, но не для исправления неточностей очертания зубьев) или во время самой работы при смазке жидким маслом с графитом.



Фиг. 454.

например, 23 : 228 вместо 230, чтобы выравнивание неточностей распределять на все совместно работающие зубья. Благоприятно также применение для ободов колес материалов различной твердости для облегчения приработки, например, стали с чугуном или бронзой, или закаленной и шлифованной стали с закаленной и т. п.

г) Исключение возможности возникновения неточности во время работы вследствие изнашивания, меняющего очертания профилей колес достаточной начальной точности с выкрутками и устойчивым расположением на опорах. С этой целью зубья колес закаляются и шлифуются или, где точная шлифовка недопустима из-за больших размеров или значительной стоимости, колеса только тщательно закаляют, не допуская

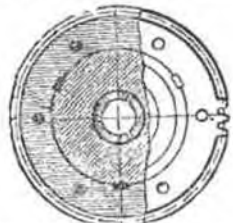
искривления, или улучшают качество стали, или выбирают материалы достаточной твердости и однородности и стремятся к достижению малого опорного давления.

Фридрих Крупп, Эссен, в последнее время для зубчатых колес в трамвайных ваго-нах, смазка которых всегда несовершенна, применяет специальное стальное литье для большого колеса и коваловое из специального цементованного железа для малого колеса; последнее закаливается после изготовления зубьев, но не шлифуется. (Kruppsche Monatshefte, April 1924).

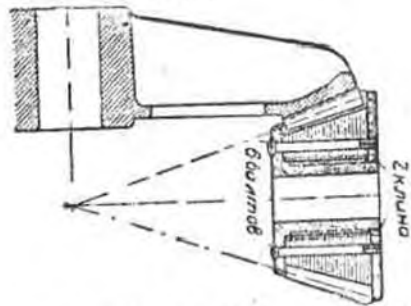
Применением обильной смазки из вязкого масла можно довести до наименьшей величины зацепление и незначительных колес, например, в турбинных приводах.

2. Уменьшение $m \cdot \frac{v_2^2}{2}$ массе с относительной скоростью — всегда доста-

точно, если масса одного из колес выбирается достаточно малой для того, чтобы воспринимать неуравновешенности или случайно имеющиеся неточности в зубьях без особо большого давления масс. Поэтому стремится уменьшить массу шестерни путем:

16 зубьев; $5 \pi \approx 15,7$ мм шаг, ширина 75.

Фиг. 495.

21 $\frac{1}{2}$ зубьев; $11 \pi = 34,558$ мм шаг, длина 110

Фиг. 496.

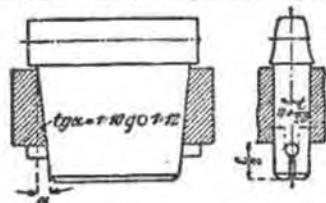
а) применения материалов с незначительным удельным весом, например, сплавов алюминия, каучука, прессованных материалов (из пропитанных тканей) для всей движущей массы;

б) подбором одного колеса с упруго-подающим телом колеса, зубчатом ободом или зубьями. Пример: колесо с косыми зубьями (пластичное колесо фирмы Леквиста из стальных дисков, которые каждый в отдельности могут более или менее подаваться в осевом направлении); затем колеса с косыми зубьями, которые сидят между действующими по оси мягкими пружинами. К этому типу относятся и колеса из сыромят-ной кожи (фиг. 495 и 496¹⁾ и деревянные зубья²⁾, вообще включение

¹⁾ Конструкция завода зубчатых колес в Аугсбурге, б. Joh. Benk.

²⁾ Зацепление деревянными зубьями, применяется по большей части в конических колесах гидросильных установок (до $\frac{N}{n} = 28$ и $i \approx 1 : 5$), в настоящее время вытесняется хорошо нарезанными стальными колесами с косыми зубьями как коническими, так и цилиндрическими, в которых размеры $\frac{N}{n}$, n и i менее ограничены. (Schmitthenner Fortschritte im Turbinenbau, Z. d. v. d. I. 1924, S. 350).

пружинящих элементов, как-то: кожи, резины, стали, по возможности ближе к ободу. При некоторых обстоятельствах для уменьшения масс с относительным движением, а особенно для защиты от колебаний в размере сил и от ударов в подводных и промежуточных приводах оказывается полезным включение достаточной длины промежуточных валов (фиг. 493), ремней или сильно пружинящих муфт (особенно таких, которые являются упругими при малых колебаниях и жесткими при больших ¹⁾).



Фиг. 487.

3. Ослабление шума достигается:

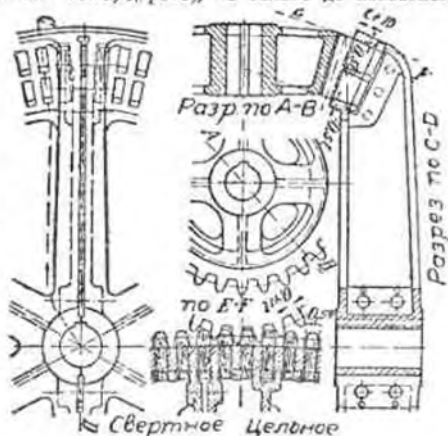
а) применением слабо звучащих материалов (прессованная бумага, прессованный хлопок, сыромятная кожа, дерево), но только до известного предела, ибо это недостаточно при значительном v ;

б) применением вязкого смазочного масла, например, густого цилиндрического масла и особенно касторового масла. Обильная смазка колес захватом смазки при вращении или путем кольцевой смазки, по возможности непосредственно перед вступлением в зацепление; при весьма высоком v масло одновременно служит для охлаждения и должно циркулировать в больших количествах;

в) установкой колес по возможности без игры, специальными мерами для уменьшения игры в цилиндрических и конических колесах. Чем меньше игра в зубях, тем надежнее и благоприятнее действие слоя масла при изменении давления.

4. Уменьшение передачи звука внаружу путем:

а) устранения звучащих форм зубчатых колес и рам: применение толстых стенок, сильных ребер, ватом закрепление и заполнение стенок полых зубчатых колес заливкой гипсом, цементом или свинцом, заполне-



Фиг. 498.

¹⁾ О поглощении ударов перед зубчатым зацеплением см. также проекты Weitzer's с использованием системных пружин или гидравлических поршней, Z. d. V. d. I. 1903, S. 135; также о валиках резонанса: Kutzbach, Probleme der mechanischen Energieumformung, Z. d. V. d. I. 1921; Gumbel, Verdrehungsschwingungen von Rädergetrieben, Z. d. V. d. I. 1922, S. 797; Nagel, Z. d. V. d. I. 1925, S. 1067 (муфта Bibby).

нием промежутков деревом; стенки рамы также могут быть забраны в промежутках;

б) пресечения передачи звука по воздуху путем создания воздухо-непроходимых оболочек вокруг быстроходных колес, в случае надобности путем окружения их звукопроводящими материалами;

в) устранения звучания тел при помощи войлока, пробки, свинца и тому подобных изолирующих материалов.

Конструкция колес. Толщина обода при достаточно большом шаге может быть не больше $\frac{t}{2}$,

обод имеет незначительный (1:40 до 1:60) уклон внаружу для облегчения вынимания модели из формы (фиг. 499); при незначительном числе спиц или большом диаметре колеса рекомендуется устройство по середине обода укрепляющего ребра.

Толщина стенок чугунной втулки в неослабленном месте (фиг. 499 и 500)

$$b = \frac{1}{5} \text{ до } \frac{1}{4} \cdot \left(d_0 + \frac{1}{2} d \right) + 1 \text{ см,}$$

где d — отверстие втулки в см,

d_0 — диаметр вала (в см), который соответствует передаваемому крутящему моменту $M_d = k_d \frac{d^3}{5}$ (стр. 171) и определяется по последнему.

Длина втулки: $L = 1,2 d$ до $1,5 d$ и более, или $L \geq b + 0,05 r$, где r — радиус делительной окружности.

В длинных втулках помещается уширение внутреннего отверстия (фиг. 500) и в них

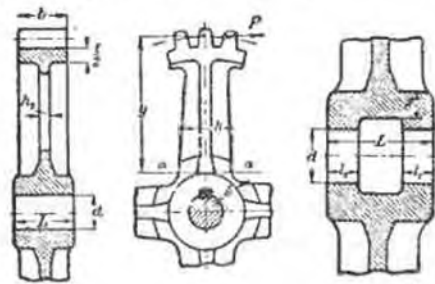
$$l_1 = 0,4 \text{ до } 0,5 d.$$

Число спиц колеса приблизительно $i = \frac{1}{7} \sqrt{D}$ до $\frac{1}{8} \sqrt{D}$ (D — диаметр делительного круга в мм).

Сечения работающих на изгиб спиц (фиг. 499) определяется из уравнения $P_y = k_b W \frac{i}{4}$, где W — момент сопротивления поперечного сечения спиц, соответствующий моменту изгиба P_y . Для обыкновенных рабочих и передаточных колес при назначении k_b исходят из II случая нагрузки (1 том, стр. 607)

Для спиц с крестообразным сечением с $h_1 = \frac{1}{5} h$ (фиг. 499) при $k_b \approx 300 \text{ kg/cm}^2$

$$h = \sqrt[3]{\frac{P_y}{2,5 i}}$$



Фиг. 499.

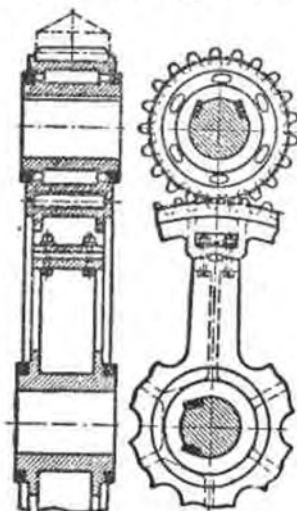
Фиг. 500.

По направлению к ободу h суживается до $0,8h$.

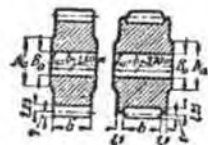
Колеса больших размеров¹⁾ свертываются из нескольких частей (фиг. 498 и 501).

Колесо по фиг. 501 имеет эластичные зубья под указанным сверху чертежа углу.

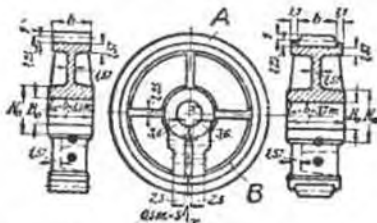
Фиг. 502, 503 и 504 дают размеры нормальных цилиндрических колес фирмы Отто Грузон и К^о, Магдебург—Букау. Колеса бывают без или с боковыми дисками, цельными или свертными (на фиг. 501 наверху изображено цельное, внизу—свертное колесо). Для определения размеров в мм требуется помножить ука-



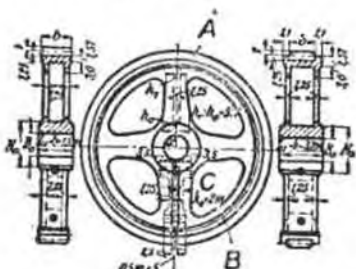
Фиг. 501.



Фиг. 502. Для определения размеров, указанные на чертеже числа помножить на m (см. строки 5—7 сверху).



Фиг. 503. А—вертикаль колонны, цельное колесо; В—нижняя половина, колеса, разделенное по диаметру x — x .



Фиг. 504. А—вертикаль колонны, цельное колесо; В—нижняя половина, колеса, разделенное по диаметру x — x ; С—высота спицы для свертного колеса.

занные на чертежах числа на соответствующий модуль ($m = t : \pi$). Длина зубьев b берется от $2,5t$ до $5t$ с промежутками в $0,5t$. Диаметр втулки $N_a = 1,7B_o + 20$ мм.

Сменные колеса станков включены в нормы (DIN 782).

) В а с б, 11 Аул. 1913. S. 378 и след.

Таблица 51. Веса зубчатых колес.

(По Отто Грузон и К^о, Магдебург—Букау).

Вес $G = e(\alpha + \beta\gamma) - \gamma$ [кг], α — число зубьев, b — длина зуба в мм.

Шаг t мм	4 спицы			6 спиц			8 спиц			10 спиц		
	α	β	γ	α	β	γ	α	β	γ	α	β	γ
15	0,03	—	0,3	0,04	—	0,5	0,05	—	1,1	0,07	—	1,3
20	0,08	—	0,8	0,10	—	1,3	0,13	—	2,3	0,15	—	3,4
25	0,15	0,01	1,5	0,20	0,01	3,2	0,25	0,01	4,9	0,30	0,01	6,5
30	0,25	0,01	2,7	0,34	0,01	5,2	0,43	0,01	8,5	0,51	0,01	11,1
35	0,40	0,01	4,3	0,54	0,01	8,0	0,68	0,01	12,6	0,81	0,01	17,2
40	0,60	0,01	5,5	0,81	0,01	12,7	1,01	0,02	19,9	1,21	0,02	26,2
45	0,86	0,02	8,1	1,15	0,02	17,5	1,44	0,02	28,0	1,73	0,02	37,3
50	1,18	0,02	11,5	1,58	0,02	24,7	1,98	0,03	38,0	2,38	0,03	51,3
55	1,56	0,02	15,6	2,10	0,03	33,3	2,63	0,03	51,0	3,16	0,03	67,4
60	2,03	0,03	20,5	2,72	0,03	42,0	3,41	0,04	65,5	4,10	0,04	88,3
65	2,58	0,03	24,8	3,46	0,04	54,1	4,34	0,04	83,4	5,22	0,05	112,7
70	3,22	0,04	31,4	4,32	0,05	68,1	5,42	0,05	104,1	6,52	0,05	141,4
75	3,97	0,05	39,3	5,32	0,05	83,7	6,67	0,06	123,3	8,02	0,06	172,7
80	4,81	0,05	46,2	6,42	0,06	102,0	8,09	0,07	155,8	9,73	0,07	209,6
85	5,77	0,06	56,2	7,74	0,07	122,2	9,70	0,07	186,1	11,67	0,08	252,0
90	6,85	0,07	67,6	9,19	0,07	144,9	11,52	0,08	222,3	13,85	0,09	299,7
95	8,06	0,07	77,8	10,80	0,08	170,4	13,55	0,09	260,6	16,29	0,10	353,2
100	9,40	0,08	92,0	12,60	0,08	198,0	15,80	0,10	304,0	19,00	0,11	410,0

Пример. Коническое колесо стального литья со средним диаметром в $1,53$ м, с 96 зубьями, длиной 150 мм имеет шаг $765 : 15,279 =$ около 50 мм и $(\text{стр. 255}) \frac{1}{7} \sqrt{1530} =$ около 6 спиц, отсюда

$$G = [96 \cdot (1,58 + 0,02 \cdot 150) - 24,7] \cdot 0,9 \cdot 1,09 = 415 \cdot 0,9 \cdot 1,09 = 407 \text{ кг.}$$

Для устранения шума у больших колес можно придать ободу форму ящика и заполнить его цементным раствором или же стенки и спицы колеса обертываются войлоком.

О размерах деревянных зубьев см. фиг. 497 и 498 стр. 254. Об отклонения от одинаковой толщины при зубях из материалов неодинаковой прочности сравн. статью; Krell in Zeitschrift „Die Fördertechnik“ 1913, S. 164. Вследствие сильного изнашивания деревянных зубьев из соображений более удобного изготовления целесообразно делать деревянные зубья на большом колесе. При $b \geq 18$ см деревянный зуб (гребень) делится на 2 части (фиг. 498 стр. 254), в зависимости от размеров помещающихся в расприжении зубьев. Зубья закрепляются при помощи, или штифтов (фиг. 497) или деревянных клиньев (фиг. 498).

Для надежной работы необходим тщательный пригонка, достаточная толщина обода и совершенно сухие зубья (белый бук). В колесах с деревянными зубьями число зубьев есть кратное числа спиц.

Вес зубчатых колес. В таблице 51 даны приближенные значения веса чугунных цилиндрических колес обыкновенного типа с прямыми зубьями.

Колеса с деревянными зубьями, винтовые колеса и цилиндрические с угловыми и эластичными зубьями

веса приблизительно столько же, сколько цилиндрические колеса с чугунными зубьями с таким же шагом, числом зубьев и толщиной.

Вес конических колес составляет 0,9 веса цилиндрических колес.

Вес колес стального дитя приблизительно на 8,5% больше, чем вес чугунных колес тех же размеров.

3. Применение зубчатых передач передачи, как преобразователя движения: Диаграмма скоростей и диаграмма числа оборотов. Для исследования соединенных колесных передач часто является целесообразным вычертить схему передачи, в которой все оси I, II... перевесены в плоскость чертежа, а колеса заменены их цилиндрами

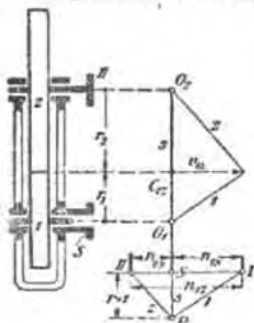
качения (для конических колес конусами качения) (фиг. 505 до 509).

Диаграммы скоростей (фиг. 505 и 506 сверху, справа): Если в точке качения C_{12} звена κ отложить в любом масштабе окружную скорость $v_{12} = r\omega$ перпендикулярно к линии центров, то горизонтальные расстояния от звена κ проведенных через O_1 и O_2 лучей 1 и 2 представляют скорости $v_{1\kappa}$ и $v_{2\kappa}$ колес по отношению к звену на линии центров O_1O_2 .

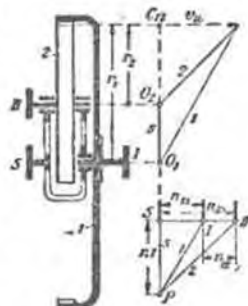
При включении нескольких преобразователей один за другим (фиг. 507 и 508) по изображению одного из значений $v_{1\kappa}$ возможно построить все прочие значения $v_{1\kappa}$ над точками качения, так как все лучи 1, 2, 3... проходит через центры вращения $O_1, O_2, O_3...$

Диаграмма числа оборотов. Проведем на фиг. 505 и 506 через точку P параллельные линии к лучам 1, 2 и к звену κ , которые на расстоянии $r = 1$ пересекают линию параллельную к $v_{1\kappa}$ в точках I, II и S; в таком случае, так как $\omega = \frac{v}{r}$, то можно непосредственно определить относительные угловые скорости $\omega_{1\kappa}, \omega_{2\kappa}$ и ω_{12} и, так как $n = 9,55 \omega$, относительные числа оборотов $n_{1\kappa}, n_{2\kappa}$ и n_{12} равно как и направление вращения по отношению к неподвижной оси.

Прямые I, II и S можно принять за "рычаги вращения", так как точки I, II и S в диаграмме числа оборотов расположены так, что можно пазы, соединенные проводом преобразователем движения, представить замкнутыми пазы, приложенными в точках I, II и S к различным преобразователям движения. Эта схема вращения пазов осевыми перемещениями так делает более наглядным представление сложной и запутанной передачи. Сравни в т. I, стр. 258 до 266 аналогии между вектором вращения и вектором сдвига. Диаграмму скоростей и диаграмму числа оборотов возможно соединить на чертеже перевесив например, S и O_1 .



Фиг. 505.



Фиг. 506.

Простой преобразователь движения. На фиг. 505 представлено внешнее зацепление, а на фиг. 506 внутреннее зацепление колес 1 и 2 в звене κ . При этом передаточное число $i_{12} = v_2 : v_1 = \omega_2 : \omega_1 = n_{1\kappa} : n_{2\kappa}$ и $n_{2\kappa} : n_{1\kappa} : n_{12} = r_1 : r_2 : s$.

При движении по отношению к неподвижной раме R возможны два главных случая:

1. Звено κ неподвижно относительно рамы (наиболее частый случай), рычаг вращения вращается около точки S, так что $n_{2\kappa} : n_{1\kappa}$ определяется по величине и направлению (фиг. 505 и 506).

2. Одно колесо, например колесо 1, неподвижно относительно рамы, ось звена S вращается относительно оси колеса 1 с $n_{1\kappa}$ оборотами в минуту, а рычаг вращения вращается вокруг I: "круговой привод". Колесо 2 вращается с $n_{2\kappa}$ оборотами в звене и с n_{12} оборотами по отношению к оси колеса 1. Оба вида движения могут иметь место одновременно (одно над другим) и в таком случае исследуются отдельно.

Пример: Колесо I закреплено с рамой, мотор со своим статором так укреплен на звене κ , что его ротор вращает ось II с числом оборотов $n_{2\kappa} = 1000$ относительно оси I. Ось звена вращается относительно оси колеса I с $n_{1\kappa} = 100$ в обратном (направо) направлении к движению мотора. В таком случае $r_1 : r_2 = n_{2\kappa} : n_{1\kappa} = 1000 : 100 = 10$. При встречном движении необходимо принять внутреннее зацепление, при прямом — внешнее зацепление. Если в диаграмме числа оборотов отложить $n_{2\kappa}$ и $n_{1\kappa}$ от S и выбрать точку P над S, то лучи 1, 2 и графически определят точку качения O_{12} как в диаграмме скоростей, так и в диаграмме числа оборотов. Если же сверху того же колеса 1 в раме R вращается мотором (второй) по тому же направлению, как парный мотор, например с $n_{1R} = 20$, то $n_{2R} = n_{2\kappa} + n_{1R}$ стало быть при внутреннем зацеплении $n_{2R} = 80$, при внешнем = 120.

Сложный преобразователь движения. Если, как на фиг. 507, несколько преобразователей 1—2', 2'—3, 3'—4... соединены одним общим звеном и если звено κ , как указано на диаграмме числа оборотов, неподвижно, то число оборотов отдельных пазов по отношению к звену для сокращения можно обозначить через n_1, n_2, \dots, n_n . В таком случае

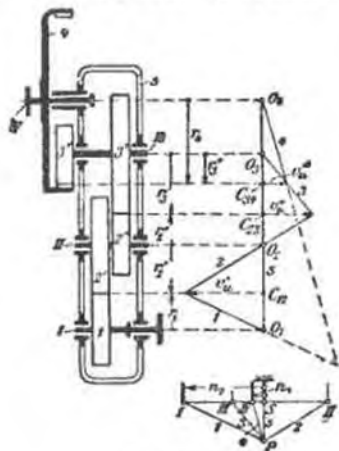
$$i_{1n} = \frac{n_1}{n_n} = i_{12} \cdot i_{23} \cdot i_{34} \dots = \frac{r_2'}{r_1} \cdot \frac{r_3'}{r_2'} \cdot \frac{r_4'}{r_3'} \dots$$

при чем r_1' и r_n' обозначают радиусы колес, имеющих общую ось. На фиг. 507 представлены в диаграммах скоростей и числа оборотов все соответствующие данной передаче значения v и n . Сверх того из диаграммы числа оборотов можно определить и возможные относительные числа оборотов и направление вращения отдельных осей для случая неподвижного закрепления любой промежуточной оси. Распределение промежуточных величин между конечными лучами 1 и n и конечными лучами числа оборотов n_1 и n_n всегда возможно произвести различными способами.

Если отдельные преобразователи соединены между собой так, что поводу для двух смежных преобразователей использовано одно общее колесо (фиг. 508), то все окружные скорости v_n равны n, так как $r_2' = r_2'', r_3' = r_3''$ и т. д., то

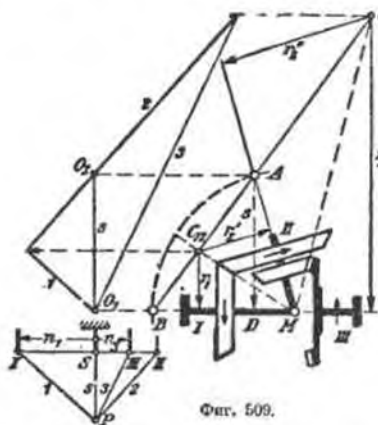
$$i_{1n} = \frac{n_1}{n_n} = \frac{r_n}{r_1} = z_1$$

другими осями, в данном случае передаточное число вполне определяется только радиусами и соответственно числом зубьев конечных колес.



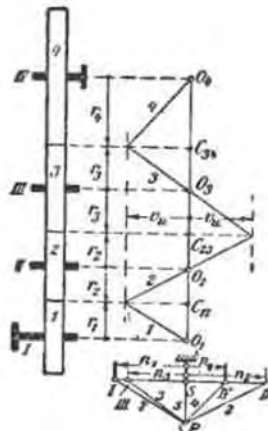
Фиг. 507.

Так как в данной передаче величина Pv и соответственно Mn остаются постоянными (без учета потерь на трение), то значение v_d в диаграмме скоростей и значения n в диаграмме числа оборотов одновременно определяют в соответствующем масштабе обратные значения нагрузки на зубья P и крутящего момента M .



Фиг. 509.

На фиг. 509 показан случай трех осей, при чем оси I и III совпадают, так что хорда AB и звено s являются общими для обоих преобразо-



Фиг. 508.

вателей и для обеих точек качения C_{12} и C_{23} . Диаграммы скоростей и числа оборотов такие же, как и для цилиндрических колес. Если дугу 2 придано направление BA , то можно привести в совпадение точки O_2 и A , что представляется особенно удобным, когда ось II перпендикулярна к осям I и III (фиг. 534).

Передачи в качестве включающих механизмов или в соединении с включающими механизмами. I. Ступенчатые сменные переборы. а) Ступенчатый перебор по геометрическому ряду. Для взаимной ступенчатой передачи между двумя валами весьма часто, например, в токарных и сверляльных станках, целесообразно применить геометрическую прогрессию, в которой отношение каждой передачи к предыдущей постоянно и равно φ . В данном случае желательная передача получается параллельным или последовательным включением различных передаточных групп с x , y или z отдельными включающими передачами без нарушения принципа геометрического ряда. Так, например, двенадцати-членный геометрический ряд может быть построен по схеме $xy = 12.1$ или $= 6.2$ или $= 4.3$ или $xyz = 2 \cdot 3 \cdot 2$ или $= 3 \cdot 2 \cdot 2$ с различными сменными переборами. При последовательном включении число возможных передач при данном числе включаемых передач больше, чем при параллельном включении. Так например, если $x + y + z = 2 + 3 + 4 = 9$ то $xyz = 24$. Но параллельное включение имеет преимущество в большей простоте, экономии места и лучшем коэффициенте полезного действия.

Если требуется выводить x различных передач в геометрической прогрессии, при чем n_1 наименьшее, а n_x наибольшее из потребных числа оборотов, а φ увеличение на каждую ступень (знаменатель прогрессии; чаще всего применяется $\varphi = 1,25$ до $\varphi = 2$), то получаются следующие числа оборотов:

$$n_1, n_2 = \varphi n_1, n_3 = \varphi^2 n_1, \dots, n_x = \varphi^{x-1} n_1$$

Таким образом

$$\varphi = \sqrt[x]{\frac{n_x}{n_1}} \quad \text{и} \quad x = 1 + \frac{\lg\left(\frac{n_x}{n_1}\right)}{\lg \varphi}$$

Если впереди или сзади ряда из x ступеней со знаменателем φ включается y ступеней со знаменателем ψ , то при геометрическом ряде $\psi^y = \varphi^x$ или $\psi = \sqrt[y]{\varphi^x}$; при наличии третьей группы с z ступенями и знаменателем ступеней χ должно быть $\chi^z = \psi^y$ или $\chi^{yz} = \varphi^x$.

Пр и м е р. При $x = 4$ и $\varphi = 2$ получается следующий ряд чисел оборотов:

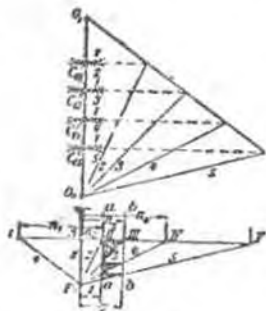
10 20 40 80
10 14 20 28 40 56 80 112

При $y = 3$ получается, так как $xy = 12$, ряд из двенадцати членов с $\psi = \sqrt[3]{2} = 1,26$.

При таком же ряде, но из 3 группы: $x = 2$, $y = 2$, $z = 3$ получается следующее распределение:

10 12,6 15,8 20 25 32 40 50 63 80 101 127

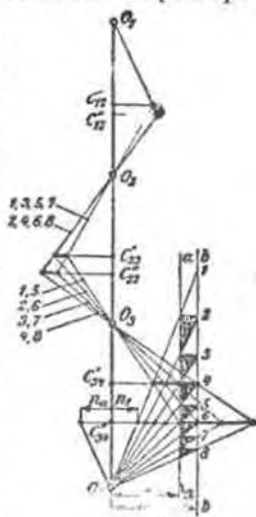
Графический способ. Диаграммы скоростей и числа оборотов (фиг. 510) облегчают проектирование переборки с расположенными по геометрическому ряду ступенями. Закрепленное начальное колесо 1, которому соответствует луч 1, работает с различными сопряженными с ним свободно вращающимися колесами 2, 3, 4, 5... имеющими общую ось вращения O_2 (фиг. 421).



Фиг. 510.

Если провести в диаграмме числа оборотов две прямые aa и bb параллельно звену s , в расстоянии 1 и φ , то при расположении ступеней по геометрической прогрессии точки пересечения лучей 2, 3, 4... с прямыми aa и bb лежат на линиях параллельных к рычагу вращения и служат вершинами «вилкообразной линии» с суживающимися зубьями. Числа оборотов $n_2, n_3, n_4...$ нанесены в масштабе на рычаге вращения, а точки качения $C_{12}, C_{13}...$ получаются из диаграммы скоростей по точкам пересечения лучей 2, 3, 4... с лучом 1.

На фиг. 511 представлена диаграмма скоростей для случая трех последовательно включенных сменных переборок с $\alpha u z = 2 \cdot 2 \cdot 2 = 8$, при чем диаграмма числа оборотов и вилкообразная линия помещены на той же диаграмме скоростей. Точки O_1, O_2, O_3 и O_4 могут быть взяты произвольно так же, как и коэффициент увеличения φ , по которому определяется вилкообразная линия и соответствующие ей лучи 1 до 8. Если принять C'_{34} за точку качения и начальную точку линии v для числа оборотов от 5 до 8, то C'_{24} представит точку качения для числа оборотов от 1 до 4, при чем из точки O_3 проводится лучи 15, 26, 37 и 48, пересекающие лучи 1 до 4 на линии v над C'_{61} . Точно также можно на $O_2 O_3$ принять какую либо одну точку качения например C'_{23} , для которой линии v пересекает лучи 15 и 26. Из O_2 проводят лучи 1, 3, 5, 7 и 2, 4, 6, 8 указанной точки пересечения с линией v и таким образом определяют и C'_{23} . И наконец, приняв произвольное начальное число оборотов n_0 , получают определенные C'_{12} и C'_{13} . Рычаг вращения удобно провести через какую либо из точек качения, напр., C'_{34} и тогда непосредственно определяются числа оборотов n_0, n_1 и т. д.

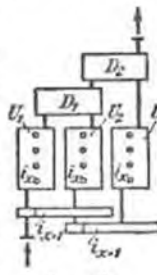


Фиг. 511.

б) Арифметический ряд. В этом случае получаются следующие числа оборотов: $n_1, n_2 = n_1 + a, n_3 = n_1 + 2a \dots n_x = n_1 +$

$+(x-1)a$, другими словами разности чисел оборотов являются постоянными.

Перебор со ступенями по арифметической прогрессии применяется в измерительных приборах, делительных машинах, для деления шестов (продольное деление) и для деления зубчатых колес (деление по кругу), для счетных машин и тому подобных целей. Соответствующие передачи включены можно расположить последовательно и выключать по одной, но число ступеней значительно увеличивается путем сложения при помощи дифференциала (см. ниже стр. 270). Если например, согласно фиг. 512, имеется у равных сменных переборок $U_1, U_2 \dots U_y$ с передаточным числом $i_0, i_1, i_2 \dots i_x$, расположенными по арифметической прогрессии (i_0 соответствует состоянию покоя), при чем переборы эти так принудительно соединены один с другим, что перебор U_2 примыкает к U_1, U_3 к U_2 и т. д., каждый раз с передачей i_{x+1} , то число S



Фиг. 512.

возможных передач $S_{\pm} = (x+1)^y - 1$, если передачи переборок $U_1, U_2, U_3 \dots$ при помощи дифференциалов $D_1, D_2 \dots$ могут быть сложены и $S_{\pm} = \frac{1}{2} [(2x+1)^y - 1]$, если они могут быть как сложены, так и вычтены (при помощи передач переменного направления). Таким образом для $x=1$ до 4 и $y=2$ до 4 получается таблица 52, которая для обоих случаев дает значения числа S_{\pm} возможных передач.

Таблица 52. Число S возможных передач.

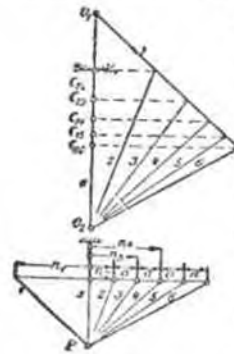
$y =$	2	3	4		$y =$	2	3	4
$x = 1$	3	7	15	} S_{\pm}	$x = 1$	14	13	40
$x = 2$	8	26	80		$x = 2$	12	62	312
$x = 3$	15	63	255		$x = 3$	24	171	1200
$x = 4$	24	124	624		$x = 4$	40	364	3280

Графический способ. На фиг. 513 представлена диаграмма числа оборотов при арифметическом ряде, при чем числа оборотов $n_2, n_3 \dots$ отличаются на одинаковую величину a . Таким образом определяются лучи 2, 3, 4... в диаграмме скоростей и точки качения $C_{12}, C_{13} \dots$ раз принято определено n_1 .

II. Сменные и обратные переборы. Замена одной передачи на другую производится обычно во время остановок в работе путем соответствующих колес (сменные колеса), в особенности в простейших станках при помощи гитары, в которой укреплены оси промежуточных колес 1). Но более удобно для работы принудительное переключение

*) Нормирование размеров сменных колес станков имеется в виду (DIN 782).

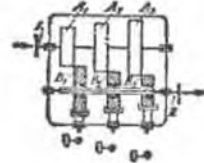
вне при посредстве включающих механизмов. При этом возможно применение (коцентрических) включающих механизмов в виде зубчатых или фрикционных механизмов для включения валов (фиг. 420 и фиг. 426, или же самые передачи могут служить включающими механизмами и одновременно преобразующими движение (эксцентрические включающие механизмы).



Фиг. 513.

а) Включение с осевым перемещением зубчатого обода. На фиг. 514 представлено применение перемещающегося колеса *B*, служащего для эксцентричного включения *A* путем сцепления с ним. Для передвижения по валу II включающего механизма, на нем имеется (коцентрическая) продольно перемещающаяся муфта, скользящая по шпошке. Механизм приводится в действие извне. Для закрепления вала II в выключенном положении служит коцентрическая зубчатая муфта для включения валов

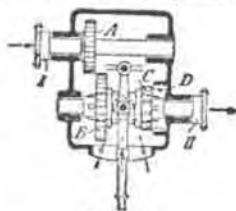
(стр. 201 в след.) *CD*, сцепляющаяся с рамой. Для этой цели можно было бы использовать и колесо *B*, вдвигая его для закрепления в коцентричное колесо с внутренним зацеплением с тем же числом зубьев, как у *B* или в сегмент такого колеса.



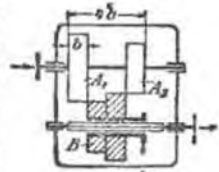
Фиг. 515.

На следующих чертежах, в чисто схематическом виде, представлены различные способы применения включающих механизмов с осевым перемещением. Окончательное нейтральное положение включателя обозначено кружком, сцепников — прямоугольником, промежуточное мгновенное положение включения или выключения обозначено затуманенным прямоугольником или кружком.

Комбинация двух валов. На фиг. 515 изображен механизм с приведением в действие каждого из колес *B*, *B*,... на валу II отдельно. Быстродействующая, но дорогая конструкция. Управление каждым из передвигаемых колес в случае надобности может быть взаимно



Фиг. 514.



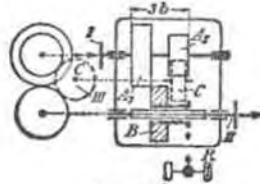
Фиг. 516.

связано удерживающими приспособлениями, так чтобы одновременно можно было привести в действие только одну передачу. На фиг. 516 представлено одно общее управление для двух передач, делающее взаимными какие либо отдельные удерживающие приспособления или затворы. Можно применить для передвижения или внутри или вне сидлище колеса.

Наибольшее расстояние между внешними очертаниями колес $\cong 4b$, где *b* ширина обода отдельного колеса.

На фиг. 517 изображено применение такой же конструкции для трех или четырех передач. Очень широкая конструкция (расстояние между крайними колесами = $9b$ или соответственно $16b$), но простое и надежное действие без каких-либо замков.

Комбинация трех валов. Изображены на фиг. 516 конструкция часто применяется для включения с изменением направления движения путем включения промежуточного колеса *C* на вспомогательном валу III (фиг. 518).

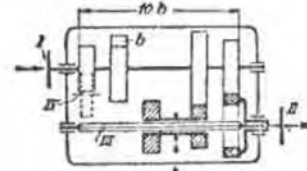


Фиг. 518.

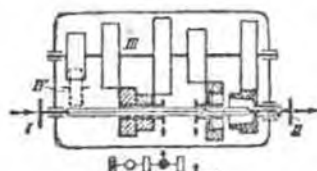
При одновременном изменении передачи ($A_2 < A_1$) можно одно и то же колесо *B* использовать для сцепления, как с колесом *A*, так и с *C*.

Другое расположение системы трех валов представлено

на фиг. 519, где колесо *B* сцепляется с колесом *A*, как колесо с наружным зацеплением, а колесо *C*, как колесо с внутренним зацеплением,



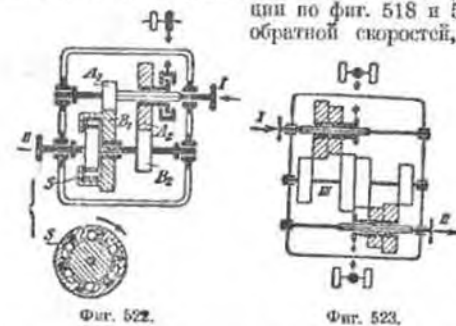
Фиг. 520.



Фиг. 521.

благодаря чему получается более сжатая конструкция (расстояние между колесами $\cong 3b$) и допустимо совмещение осей валов II и I, связанное, впрочем, с более тяжелыми подшипниками.

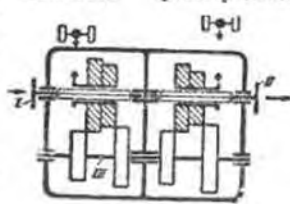
Конструкции по фиг. 516—519 возможно соединить в любой комбинации; так для передачи в автомобилях на фиг. 520 соединены конструкции по фиг. 518 и 519 для трех прямых и одной обратной скоростью, для чего требуется только одно управление, но ширина конструкции очень велика. На фиг. 521 соединены включающие механизмы по фиг. 516, 518 и 519 для 4 прямых и одной обратной скорости, при чем оси валов I и II совпадают и требуются два управляющие механизма. Но в настоящее время чаще всего применяется конструкция с тремя управ-



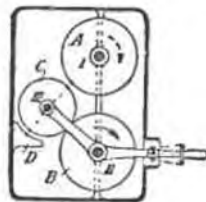
Фиг. 522.

Фиг. 523.

ляющими механизмами, сравн.: Автомобили, IV том, I раздел. Между замкнутыми сцепления занимают промежуточное нейтральное положение, на фиг. 522 изображен включающий механизм с промежуточным валом, без такого промежуточного положения. Включающий механизм S со свободным ходом (стр. 203) захватывает вал II при



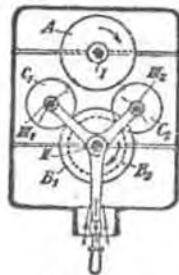
Фиг. 524.



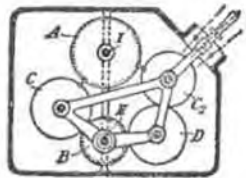
Фиг. 525.

средстве колес A_1 и B_1 , но автоматически выключается, когда вал II при помощи второй передачи $A_2 B_2$ переводится на большее число оборотов; это приспособление очень важно, например в станках, так как оно исключает необходимость в перерывах в работе для включения. Применно только в тех случаях, когда не требуется изменение направления движения.

Если два или три передаточных механизма с x или y (и z) ходами включены последовательно (стр. 262), то возможны xy (или xyz) различные передачи. На фиг. 523 и 524 изображены чаще всего встречающиеся конструкции, в которых при $x = 2$ и $y = 2$ применяется только один общий промежуточный вал III. При-



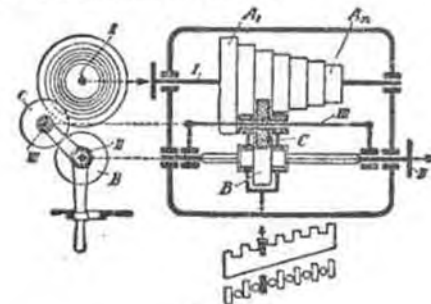
Фиг. 526.



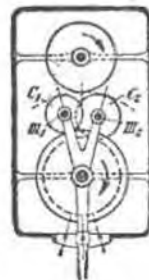
Фиг. 527.

ведение в действие одной из xy передач можно облегчить при посредстве общего распределительного барабана, применимого в тех случаях, когда порядок включения отдельных передач не изменится.

б) Включение с радиальным передвижением зубчатого обода. На фиг. 525 дана схема радиального передвижения зубчатого обода, при которой всегда требуется наличие промежуточного вала III с колесом C для передачи силы на колесо B на валу II.



Фиг. 528.

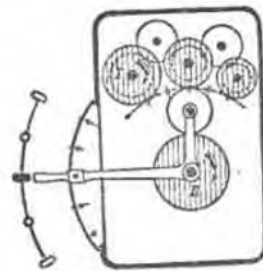


Фиг. 529.

Вал II может быть закреплён при помощи того же колеса C, которое для этой цели включается в сцепление с неподвижным зубчатым сегментом D. На фиг. 526 изображена включающая передача для двух скоростей с двумя промежуточными валами III₁ и III₂. На фиг. 527 представлена наиболее частая форма такого включающего механизма с переменной направленности движения, без изменения передаточного числа.



Фиг. 530.



Фиг. 531.

На фиг. 528 изображено соединение обоих способов, как осевого, так и радиального передвижений, с применением

общего качающегося вала III, для провольного числа передач. Для малых мощностей, особенно для привода ходовых винтов токарных станков, часто применяется эта «нортовская передача». Из чертежа видно положение рычага, управляющего переменной передачей.

с) Включение с касательным передвижением зубчатого обода. Включающие механизмы с касательным передвижением в настоящее время редко употребляются. В конструкции по фиг. 529,

как и по фиг. 526 имеются два промежуточные вала Π_1 и Π_2 . Для случая включения с переменной направлением движения получается очень простое решение (фиг. 530) при котором достаточно еще одно промежуточное колесо D . Для многократного изменения передачи применяются конструкции по фиг. 531. Для касательных включающих механизмов требуются малые зубья, если только пути включения не слишком велики.

Условия правильного функционирования. Для применения всех зубчатых включающих механизмов требуется соблюдение следующих условий: 1) Устранение толчков при включении путем наибольшего уменьшения ускорения масс $\left(\frac{mv_1^2}{2} - \frac{mv_2^2}{2}\right)$ и 2) надежное включение зубьев одного колеса во впадины другого.

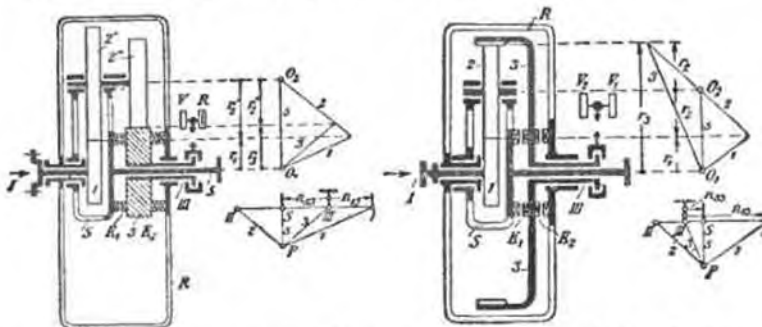
Для уменьшения ускорения масс важно добиться: а) незначительной разности скоростей $v_1 - v_2$ при включении, т.-е. возможно большого приближения к синхронной работе зубчатых колес, б) значительного уменьшения по крайней мере одной из выступающих в спеление масс. Этого можно достичь расцеплением; так, например, в автомобилях перебор во время передвижения зубчатого обода расцепляется с мотором; или же для этого применяется механическое изолирование, для чего, например, включаются упругие, по возможности, поглощающие толчки и ружьиные или фрикционные муфты, не допускающие перегрузки зубчатых колес.

Для облегчения возможности включения зубьев во впадины можно применять отдельные выступающие кулаки, которые при незначительном отклонении от синхронности зубчатых колес могут служить для соединения в промежуточном положении, после чего при наступлении полной синхронности уже могут быть включены полностью и самые зубчатые колеса (срав. также включение концентрических зубчатых механизмов для включения валов, стр. 192 и 202)¹⁾.

В тех случаях, когда недопустим перерыв в подаче энергии во время включения как, например, во многих станках, необходимо применение или муфт свободного хода (фиг. 522) или включение при посредстве фрикционных муфт.

III. Передаточные механизмы с совпадающими осями, как преобразователи движения; уравнивательные передачи и включающие механизмы. Если последняя ось трехосной или многоосной передаточной группы совпадает с первой осью этой же группы, то она приобретает благодаря этому особые преимущества. Наиболее частый случай представляет трехосная круговращательная передача, в которой совпадают оси I и III в имеется одно общее звено s ; передача $i_{13} = i_{12} i_{23}$ и соответственно $i_{12} = 1 - i_{13}$ в зависимости от того, что неподвижно связано с рамой, звено или вал III. Могут быть соединены 2 передачи с наружными зацеплениями (фиг. 532) или 2 передачи с внутренним зацеплением, или одна передача с наружным и одна с внутренним зацеплениями. В последнем случае дальнейшее упрощение достигается применением для обоих частич-

ных передаточных механизмов одной общей промежуточной шестерни Z (фиг. 533). Главное преимущество этого передаточного механизма заключается в особо удобном применении его в качестве «опиоциклической» или «визуальной» передачи, у которой звено s и вал S звена, прадаются вместо вала III, когда шестерня 3 при помощи муфты сцепления K_2 связана неподвижно с рамой R . Соответствующее вращение оси звена может быть определено из диаграммы скоростей или диаграммы числа оборотов.

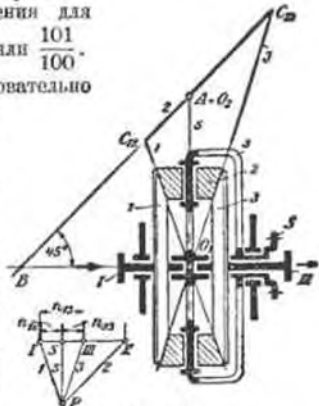


Фиг. 532 и 533. Промежуточная ось (II) на основных фигурах (532 — 536) не обозначена

Если i_{13} близко $= 1$, что возможно только при 2 передачах с наружным зацеплением или при 2 передачах с внутренним зацеплением, то $i_{12} = 1 - i_{13} \approx 0$. Таким образом могут быть достигнуты исключительно малые значения для i_{12} , например, $i_{12} = \pm \frac{1}{100}$ при $i_{13} = \frac{99}{100}$ или $\frac{101}{100}$.

Для больших передач включаются последовательно два или несколько передаточных механизмов с совпадающими осями (см. пятисосные круговращательные передачи в подъемных блоках Демага, Подъемные механизмы, раздел 3).

Передаточные механизмы с совпадающими осями употребляются также с конечными колесами (фиг. 506). Наиболее простым и частым специальным типом такого механизма является передача, изображенная на фиг. 534, у которой имеется только по одному коническому колесу на одной или нескольких промежуточных осях II, расположенных перпендикулярно к осям I до III. Диаграмма скоростей может быть вычерчена непосредственно в схеме передачи, если луч 2 проходит под углом в 45° , так как при этом оси качения конических колес совпадают



Фиг. 534.

¹⁾ О другом способе для включения останавливающихся переборов см. Z. d. V. d. I. 1924. S. 1247: „Nebezeuge mit Wechselgetrieben“ an den AGO—Kraler.

с валами I и 3. Равным образом непосредственно может быть вычерчена диаграмма числа оборотов. Если удерживается неподвижно один вал, например, вал III, то вал звена S вращается с числом оборотов вдвое меньшим, чем вал I, но в том же направлении: передача уменьшающая обороты вдвое. Если вал звена S неподвижен, то последний вал вращается с одинаковым числом оборотов как вал первый, но в обратном направлении: передача с переменной направлением.

Дифференциал. Дальнейшее преимущество передаточных механизмов с совпадающими осями заключается в том, что три вала I, III и S могут быть расположены в подшипниках рамы свободно вращающимися, так что вращение двух из этих валов может происходить произвольно и независимо в то время, как движение третьего вала обусловлено движением обоих первых валов. Вследствие этого вращение одного вала может быть произвольно распределено между двумя другими, смотря по надобности (уравнительная передача) или же может быть произведена совокупная передача движения от двух валов третьему (суммарная или дифференциальная передача). Для наглядного представления действия дифференциальной передачи целесообразно также в этом случае заменить действием рычага вращения (фиг. 532 до 534), так как действие дифференциала точно такое же, как рычага соединенного с тремя параллельными тягами I, III и S, из которых две тяги в своем движении совершенно независимы и передают свое движение третьей тяге. Дифференциал находит применение в автостроении (см. Автостроение, т. IV), в зуборезных станках (наложение друг на друга независимых приводов для движения инструмента), в транспортных механизмах, например, в канатных дорогах (сравни 3 разд., глава: Транспортирование и хранение материалов), делительных и счетных машинах (Образование арифметических рядов, см. выше фиг. 512), и во многих других случаях. При включении дифференциала, изображенного на фиг. 534 в вал для управления, можно с удобством во время хода предпринимать перестановку управления, поворачивание кулачков, изменение заклипания и т. п., поворачивая снаружи вал звена S. Дифференциал действует в данном случае как «поворотная муфта».

Планетный включатель. Если в передаточном механизме с совпадающими осями фиг. 532 и 533, два вала из трех I, III и S соединены между собой муфтой, например, концентрической фрикционной или зубчатой K_1 , то вся круговращательная передача самозамыкается и все три вала получают одинаковое число оборотов в одинаковом направлении вращения. Если же вал звена S соединен с рамой R, например, при помощи тормоза или замка K_2 , то вал III через посредство передачи вращается в ту же сторону, что I (фиг. 532) или же в противоположную сторону (фиг. 533). Таким образом, возможно круговращательную передачу сделать как переменную передачу или как обратную.

(В изображенном на чертежах случае переменная установка обоих включений производится сдвигом вала III; возможен также и всякий другой способ включения). Если к валу II вместо одного вала III присоединяются по одной и той же оси несколько валов IIIa, IIIb (фиг. 535), из которых каждый соединен с рамой при помощи зубчатого или фрик-

ционного включателя, то число оборотов вала S звена (как и остальных валов) удобно изменить согласно диаграмме числа оборотов соединенной в данном случае с диаграммой скоростей ¹⁾.

Если в передачах на фиг. 532, 533 и 535 включатели выполнены в виде автоматических включателей (муфты свободного хода), как, например, на фиг. 522, то при переключении ведущего вала I или при перемене направления прохождения энергии, перемена передач производится автоматически.

II. Винтовая передача.

1. Винтовая передача, как преобразователь движения. Если два тела 1 и 2 вращаются в одной плоскости в разные стороны, то величина и направление их скоростей v_1 и v_2 и их относительное скольжения $v_g = (v_{g1} + v_{g2})$ в точке касания обусловлены их общей составляющей v_n в направлении нормали в точке касания. По фиг. 536.

$$v_n = v_1 \cos \beta_1 = v_2 \cos \beta_2 \quad \text{и} \quad v_n = v_{g1} \operatorname{ctg} \beta_1 = v_{g2} \operatorname{ctg} \beta_2.$$

Если отмеченная на чертеже точка касания является одновременно проекцией точки пересечения двух осей валов, то

$$v_1 = r_1 \omega_1 \quad \text{и} \quad v_2 = r_2 \omega_2$$

и передаточное число:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} \cdot \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}.$$

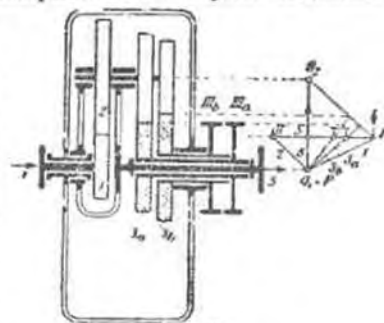
В винтовых телах передаточное число зависит таким образом не только от отношения $\frac{r_2}{r_1}$, но и от углов наклона β_1 и β_2 , что для конструкции является часто весьма удобным.

Если $r_1 = r_2$, то $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}$. Если же $\beta_1 = \beta_2$, то $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1}$, как в цилиндрических зубчатых колесах.

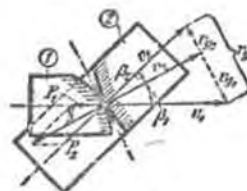
Наиболее частый специальный случай: $\beta_1 + \beta_2 = 90^\circ$, оси скрещиваются под прямым углом; тогда

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} \cdot \operatorname{tg} \beta_1 = \frac{r_2}{r_1} \cdot \operatorname{ctg} \beta_2.$$

¹⁾ См. передачу автомобиля Майбаха с двумя шестнями и одним обратным ходом Z. d. V. d. 1. 1924, S. 845.



Фиг. 535.



Фиг. 536.

β_1 и β_2 представляют одновременно угол наклона колес с делительными окружностями радиусов r_1 и r_2 в то время как $\gamma_1 = 90^\circ - \beta_1$ и $\gamma_2 = 90^\circ - \beta_2$ представляют углы подъема косых или винтовых зубьев (фиг. 537), так что когда оси валов перпендикулярны:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} \cdot \operatorname{ctg} \gamma_1 = \frac{r_2}{r_1} \cdot \operatorname{tg} \gamma_2.$$

Число зубьев. Если число зубьев n (винтовых ходов) или впадин считать в плоскости, перпендикулярной к оси, то

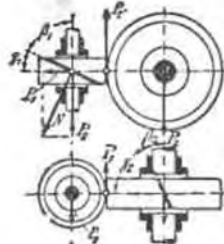
$$i_m = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}.$$

При этом необходимо считать число возможных зубьев или впадин, так как при продолжительности зацепления отдельные зубья могут быть вынужены.

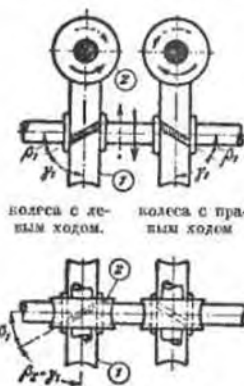
Направление вращения. Различают как в винтах винтовые или червячные колеса с правым или левым ходами. Вытекающее отсюда направление вращения видно из фиг. 538. В скрещивающихся под прямым углом колесах последние (при наружном зацеплении) всегда имеют одинаковое направление хода (в то время как в колесах с косыми зубьями с параллельными осями колесо с правой резьбой работает с колесом с левой резьбой). При заказе колес следует всегда иметь это в виду.

2. Образование формы зуба. Форма зацепления определяется основным телом и сопряженным с ним телом, образующими на этих телах винтовые линии линиями боковых поверхностей зубьев и профилем зуба. Смотри по тому, сопрягаются ли оба основных тела по линии или в точке, имеем „винтовую передачу в первом виде“ и „винтовую передачу качения“; важнейшими представителями первой являются: цилиндрический или бесконечный винт с колесом и глобоидный винт с колесом, представителями второй — цилиндрические и конические винтовые колеса.

Бесконечный винт (червяк) и червячное колесо. Винт в настоящее время употребляется с $z_1 = 1$ до 4, наиболее 6 для больших передач при скрещивании осей под прямым углом. Основные тела — цилиндр в соприкасающийся с ним по дуге окружности впадины в точке скрещивания глобоид. Образующие линии зуба изогнуты на цилиндре по винтовой линии, между тем как на теле глобоида они выявляются как части винтовой линии, идущей вокруг „цилиндрического кольца“. Цилиндр



Фиг. 537.



Фиг. 538.

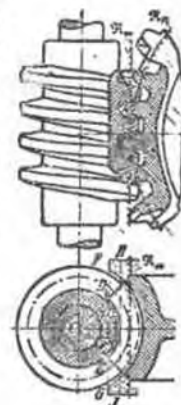
(фиг. 539) обтачивается или фрезеруется как винт (в случае надобности закаляется и шлифуется); точно такой же винт применяется в качестве червячной шестерни (заоченного фрезера) для изготовления колеса при помощи имеющей место в винтовой передаче скорости скольжения v_g , при чем колесу в делительной окружности (= окружности катания образующей) придается осевая скорость червяка. Выбор радиуса цилиндра r , подъема s образующих линии зуба (= $z_1 t$ колеса) и осевого исходного профиля винта обуславливается находящимися в наличии червячными шестернями (в настоящее время еще не нормированными), имеющими быть использованными вследствие высокой стоимости их изготовления. Менее скорый способ изготовления колеса при помощи дешевого инструмента в виде специального реза, вращающегося вокруг оси винта и перекинутого в осевом направлении.

Зацепление сопряженного тела (глобоида) такое же самое, как если бы винт (при достаточной длине) мог без вращения, как зубчатая рейка, скатываться по делительной окружности уруглого сопряженного тела, катясь по ней и ширезая в теле соответствующую форму.

Зацепление может быть по этому рассматриваемо и исследовано, как зацепление качения между винтообразной зубчатой рейкой с траекторной качения R_∞ и сопряженным с ней цилиндрическим колесом с траекторной качения R_m , при чем получается сдвинутое подковообразное поле зацепления 1).

Для исходного профиля винта кладется в основание в осевом сечении (меридианном), как в обыкновенных винтах, профиль с прямыми боковыми поверхностями симметрично к средней линии профиля, в то время как при цилиндрических колесах с косыми зубьями (фиг. 482.) соответствующий профиль зубчатой рейки получает перпендикулярно к образующей боковой зуба прямые боковые поверхности 2).

При $h = 2m$, угле между боковыми поверхностями зуба $2\alpha = 30^\circ$ и $z_2 < 30$, равным образом при $2\alpha = 40^\circ$ и $z_2 < 17$ начинается образование зубьев колеса (как при зубчатых колесах качения стр. 230). При меньшем числе зубьев необходимо предпринять или перемещение профиля, или увеличение угла 2α между боковыми поверхностями, или уменьшение высоты зуба h . Если провести среднюю линию профиля винта (т.-е. червячного фрезера) таким образом, что средняя линия зацепления начнется на основной окружности, то получается при $h = 2m$ наружный диаметр колеса (в середине) $D_{ma} = D_m + 2m \times \frac{25 - \varepsilon}{30}$ (стр. 230) и



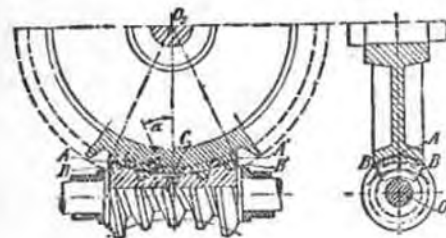
Фиг. 539.

1) Stribeck, Z. d. V. d. I. 1897, S. 936, 1898, S. 1156; Ernst, Z. d. V. d. I. (1900, S. 122); Schielel, Zahnräder, Bd. II, S. 61 и след.

2) Вслед за распространением в Англии червячная передача фирмы David Brown & Sons, Huddersfield, имеет вместо червяка цилиндрическое колесо с косыми зубьями.

расстояние между осями $a_v = \frac{D_m + D_s}{2} + \alpha m$. Возможность передвижения профиля имеет большое значение при малом числе зубьев.

Преимущества цилиндрических червячных колес: простота изготовления, быстрота приработывания одного к другому, осевое передвижение винта (но не колеса), ливневое сопряжение зубьев по всей длине зуба. Применяется для передач 1:5 до 1:∞ (винт и половинная или целая маточная гайка, например, для привода салазок станков).



Фиг. 540.

Глобоидный винт с колесом. Теоретически основными телами в данном случае являются два глобоида, т.е. тела вращения с дугами окружности как образующими, при чем при наружном зацеплении (расстояние между осями $a = r_2 + r_1$) касание происходит бы в трех дугах окружности ACA' , BAB и $B'A'B'$ (фиг. 540). ACA' — образующая винта,

BAB и $B'A'B'$ — образующие колеса. (При внутреннем зацеплении или $a = r_2 - r_1$ две дуги окружности перекрещиваются в середине C — общец). Осевой профиль зуба винта целесообразно выполнить с прямыми боками и с углом между боками $2\alpha = 30^\circ$ до 60° , длину червяка необходимо так ограничить, чтобы $\angle A'O_2C$ имел наибольшую величину $= \alpha$, лучше, однако, сделать его значительно меньше. Зацепление ограничивается линиями в средней плоскости, так как зацепление в конических поверхностях может происходить только задевающим краем червяка. Глобоидные червяки и глобоидные колеса изготавливаются так же, как и червячные колеса в Англии заводом Гвидлен, а в последнее время заводом Ланчестер. Изготовление глобоидных колес по Лоренцу также производится при помощи зуба, вместо фрезерования червячным фрезером¹⁾. Недостаток глобоидных колес выражается в невозможности передвижения в осевом и радиальном направлениях обеих осей, которые поэтому должны быть совершенно точно смонтированы и не должны менять своего взаимного положения в дальнейшем. При передаче неблагоприятно отзывается пазов подшипников или зубьев, вследствие чего целесообразно применять шариковые подшипники, твердый материал и необходима точнейшая установка.

Преимущества: при целесообразном исполнении специальными фирмами, в Германии, среди прочих фирмами Лоренца²⁾ и Пекрува³⁾, получается хорошее сопряжение зубьев и вследствие этого незначительные потери на трение и малая изнашиваемость. Распределение

¹⁾ Schiebel, Zahnräder II, стр. 101, где приведены подробные данные о глобоидных колесах и Lindner, Z. d. V. d. I. 1922, S. 614.

²⁾ Машиностроительный завод Lorenz, Ettlingen (Baden).

³⁾ Машиностроительный завод Pékru, Coswig (Sa).

груза на несколько зубьев; передача по большей части 1:3 до 1:20. Глобоидное зацепление выполнимо и применяется как вообще пространственное зацепление, а не только для случая перекрещивания осей под прямым углом.

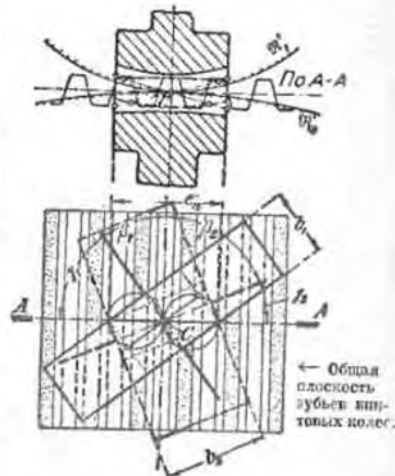
Глобоидный винт в зацеплении с колесом, несущим вместо зубьев цапфы. Колесо имеет на поверхности равномера распределенные тела вращения любого профиля (цепки, ролики). Для изготовления винта может быть использовано такое же колесо, которое вместо пазов имеет пальцевые фрезеры, выбирающие впадины в теле сопряженного колеса. Пример: роликовое зацепление Пекруна¹⁾. Преимущества: применимо при любом скрещивании осей и любом положении сцепления, внутреннем или наружном по отношению к скрещивающимся осям. Также ценно для приводов с переменным передаточным числом вследствие удобного изготовления.

Недостатки: незначительная прочность цепок, например при ударах, в сравнении с зубьями, большая изнашиваемость (за исключением случая роликов), так как зацепление на цепке имеет лишь малую продолжительность. Поэтому преимущественно применяется при весьма малых мощностях.

Колеса с косыми зубьями. Любые тела вращения, которые соприкасаются в одной точке и в которых образующие боковой поверхности зуба (винтовые линии) имеют одинаковое направление в точке касания, могут образовать винтовую передачу качения. Предпосылкой для их применения является их дешевое и достаточно точное изготовление. Поэтому в настоящее время применяются — цилиндрические колеса с косыми зубьями, а в последнее время и конические колеса с косыми зубьями; те и другие получают по принципу качения.

Цилиндрические колеса с косыми зубьями изготавливаются как обыкновенные зубчатые колеса (стр. 236) и при работе устанавливаются своими углами наклона β_1 и β_2 так, как будто бы они работают по обеим сторонам одного общего (бесконечно тонкого) плоского сцепления, так что их образующие линии боковой поверхности зуба совпадают (фиг. 541).

Если винтовые цилиндры соприкасаются в точке C , то нормальная линия зацепления в C , перпендикулярная к принятым боковым поверхностям, одновременно является общей линией зацепления обоих винтовых колес, соприкасающихся между собой только в точках этой линии зацепления. Длина общей линии зацепления (которая окружностями головок



Фиг. 541.

косых сечений цилиндров в зависимости от количества зубьев может быть в большей или меньшей степени укорочена) определяет также границу рабочей длины b колес: проекция линии зацепления рейки

прямолинейных зубьев $e_n' = \frac{2t}{\pi \operatorname{tg} \alpha}$ или для $h = 2m$, $\alpha = 15^\circ$, $e_n' = 2,38 t_n$ и $e_n' = 1,74 t_n$ при $\alpha = 20^\circ$; рабочая длина зубьев колеса при большом числе зубьев $b = e_n' \sin \beta$. Действительная длина зубьев колеса обычно в целях прочности делается несколько шире. Уменьшение угла α между боками зуба увеличивает e_n' и тем самым увеличивает b , так что $\alpha = 15^\circ$ часто целесообразнее, чем $\alpha = 20^\circ$.

Пример: Прямоугольное скрепление; дано $i = 1:2$, так что $z_1 : z_2 = 2:1$; $t_n = 5\pi$ и $z_{\min} = 20$. Угол наклона β выбирается произвольным:

1. Принято: $\beta_1 = \beta_2 = 45^\circ$; тогда $t_{d2} = \frac{t_n}{\cos \beta_2} = \frac{5\pi}{0,707}$ и $d_2 = 20 \cdot \frac{5}{0,707} = 141,4$; $d_1 = 282,8$; расстояние между осями $= 70,7 + 141,4 = 212,1$ мм. Длина $b_1 = b_2 \geq 2,38 \sin 45^\circ \cdot 5\pi \approx 28$ мм. Окончательно принято 30 мм.

2. Принято: $r_1 = r_2$, отсюда $\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{d_1}{d_2} = 0,5$; $\beta_1 = 26^\circ 34'$, $\beta_2 = 63^\circ 26'$, $t_{d2} = \frac{t_n}{\cos 63^\circ 26'} = 2,236 t_n$ и $d_2 = 20 \cdot 5 \cdot 2,236 = 223,6 = d_1$. Расстояние между осями $= 223,6$ мм. Длина $b_1 \geq 2,38 \sin 26^\circ 34' \cdot 5\pi \geq 17$ мм, $b_2 = 34$ мм.

3. Если расстояние между осями a дано, то $\frac{(20 \cdot 5)}{\cos \beta_2} + \frac{(40 \cdot 5)}{\cos \beta_1} = 2a$; откуда определяется β_2 , так как $\beta_1 + \beta_2 = 90^\circ$.

Преимущества цилиндрических винтовых колес: такое же дешевое изготовление, как колес с косыми зубьями; при эвольвентном зацеплении оси могут быть безошибочно обложены, не нарушая правильности зацепления насколько позволяет обзор между зубьями; кроме того, при сборке лопустим осевой сдвиг обоих колес.

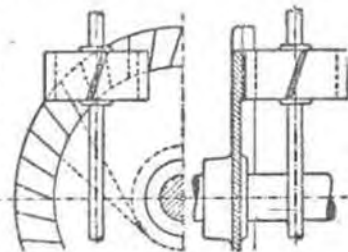
Недостатки: соприкосновение вначале только в точках, перемещающихся по прямой касания. Во время работы прямая касания сама вырабатывается в поверхность касания, так что после того, как колеса приработались, сдвиг уже не может быть более безошибочным.

Конические колеса с косыми зубьями должны так применяться в работе, как будто их конусы качения имеют одну общую плоскость касания, в которой лежат в разных точках вершины конусов. Давы образующие боковых поверхностей зубьев обоих конусов соприкасаются между собой не пересекаясь, их развертки в общей плоскости должны одновременно представлять развертки конусов, соприкасающихся в одной линии зацепления, т.е. развернутые образующие боковых поверхностей зубьев должны при прямой линии зацепления быть эвольвентными кривыми и при линии зацепления по дуге круга — циклоидальными кривыми ¹⁾.

¹⁾ Подробнее Kutzbach Z. d. V. d. I. 1934, S. 1080.

Особенно просто можно сделать соединение цилиндрического и плоскоконусного косозубчатого колеса, так как изготовленное вначале цилиндрическое колесо может быть также употреблено, как инструмент Феллоу для изготовления конического колеса (фиг. 542) ¹⁾.

3. Условия работы. Размер зуба. Расчет зубьев только на изгиб при незначительной скорости скольжения, например, в винтовых блоках, такой же как при зубчатых и косозубчатых цилиндрических колесах (ст. 243 и сл.); в червячных колесах кривизна основания зуба еще более увеличивает прочность. Вследствие скольжения, особенно при большом v_g , легко наступает чрезмерный износ, вследствие которого истирается поверхность зубьев, особенно колеса из менее твердого материала и происходит сильное выделение тепла, чем ограничивается величина нагрузки. Допустимые нагрузки для различных материалов определяются более или менее опытными коэффициентами, зависящими от рода смазки и охлаждения, а также от продолжительности работы (с перерывами в работе и охлаждением, или при непрерывной работе). Для приблизительного расчета опытные коэффициенты c согласно формулы $P:bt = c$ берутся по таблице 53.



Фиг. 542.

Таблица 53. Коэффициент c .

	c	
	винтовые колеса	червячные колеса
Чугун по чугуна . . .	$30: \left(1 + \frac{v_g}{2}\right)$	$40: \left(1 + \frac{v_g}{2}\right)$
Сталь по бронзе . . .	$40: \left(1 + \frac{v_g}{2}\right)$	$60: \left(1 + \frac{v_g}{2}\right)$

Скорость скольжения v_g влияет на нагревание зуба. Для осей пересекающихся под прямым углом, $v_g = \frac{v_1}{\cos \gamma_1}$, при чем $v_1 = \frac{d_1 n}{19}$ — окружная скорость червяка или винтового колеса по делительному кругу диаметром d_1 и при угле подъема $\gamma_1 = 90^\circ - \beta_1$; при работе чугуна по чугуну следует брать v_g по возможности менее 5 м/сек, для бронзы по стали — менее 10 м/сек. Эти значения v_g пригодны только для хорошо приработавшихся колес и могут быть преождены при условии особо хорошего отвода тепла (масляного охлаждения) и высокого коэффициента полезного действия.

Очертание зуба. Для предварительного расчета зуба на прочность можно приблизительно взять $b:t \approx 2,5$, так как $b:t$ колеблется между 2 и 3.

¹⁾ Werkst.-Technik 1924, S. 199.

Длина зуба обусловлена границами поля зацепления. При винтовых колесах длина должна заключать в себе по меньшей мере всю длину зацепления (стр. 224).

В червячных колесах следует избегать цилиндрического зубчатого обода (фиг. 543 сверху и очертание $ПГ$ в фиг. 539), если только решающее значение имеет наименьший износ, так как поле зацепления при таком ободке слишком мало используется.

Лучше применить зубья вогнуто-обточенные и возможно больше охватывающие червяк, насколько приходится считаться с необходимою избежать слишком острых головок зубьев, что определяется при помощи параллельных сечений по Стрибеку¹⁾ или приблизительно при помощи косых сечений $ОЕА_1$ и $ОА_1$ по фиг. 543. Вследствие этого применяется очертание зубьев по $FDEG$ на фиг. 539, с центральным углом $DCE = 2\beta$ или при помощи конусов с таким же центральным углом. Последняя форма вследствие более дешевого изготовления наиболее распространена. По Стрибеку наиболее целесообразный центральный угол определяется по формуле:

$$\operatorname{tg} \beta = a : \left(\frac{r}{t} + 0,6 \right),$$

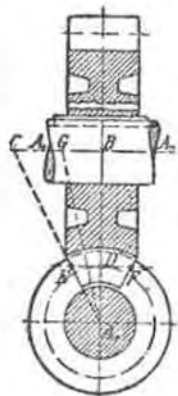
где r (или A_1D в фиг. 543) — радиус дальной окружности червяка в см, t — шаг в см, a — коэффициент, зависящий от числа зубьев:

$z_2 =$	28	36	45	56	62	68	76	84
$a =$	1,9	2,1	2,3	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9.

Длина червяка при точном изготовлении передачи должна быть так подобрана к полю зацепления, чтобы последнее возможно более было использовано. Это достигается при подковообразном поле зацепления, равным образом при зацеплении в крайних сечениях колеса, в которых угол зацепления уменьшается с увеличением угла наклона. Для малого числа зубьев (подрезания необходимо избегать) и угла наклона $\gamma > 20^\circ$ целесообразно вычертить поле зацепления, если желательно получить возможно большое поле зацепления в благодаря этому наименьший износ²⁾. Для $\gamma \leq 20^\circ$ достаточно, если общая длина червяка L не более $2,5 m \cdot \sqrt{z_2}$.

В червячных передачах, у которых можно опасаться перекося или неточного изготовления зубьев колеса, целесообразно брать более короткие червяки, дабы края зубьев не были более нагружены, чем более ценная средняя часть зуба.

Потеря на скольжение и коэффициент полезного действия. Для каждой передачи, происходящей под прямым углом через непосредственные наклонный или криволинейный привод, например, кость зубья (фиг. 544) потеря на трение $L_r = (1 - \eta_1) \cdot P \cdot v_1$ тл/сек и коэффициент



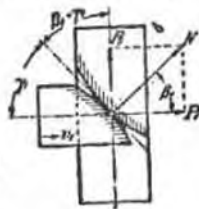
Фиг. 543.

полезного действия передачи (согласно т. I, отд. Механика, трение), но принимая во внимание потери в подшипниках:

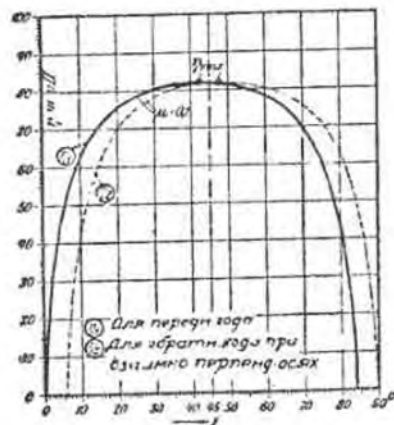
$$\eta_1 = \frac{\operatorname{tg} \gamma_1}{\operatorname{tg}(\gamma_1 + \rho)} = \frac{1 - \mu \cdot \operatorname{tg} \gamma_1}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \gamma_1},$$

при чем γ_1 — наклон (подъем) касательной в точке соприкосновения к направлению действия силы P_1 со скоростью v_1 .

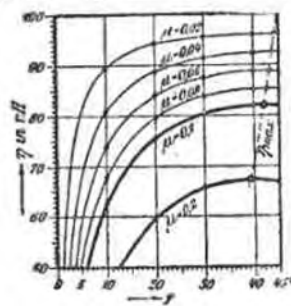
(В зависимости от того, даны ли угол трения ρ или коэффициент трения μ , удобно применить ту или иную формулу). При изменении направления движения η_2 получается подстановкой в уравнение $\eta_2 = 90^\circ - \gamma_1$. На фиг. 545 представлено изменение η для $\gamma_1 = 0$ до 90° и при $\mu = 0,1$; η_{\max} при $\gamma_1 = \frac{(90^\circ - \rho)}{2}$, т.е. при приблизительно половинном угле скрещивания, но уже при $\gamma_1 = 30^\circ$ получается почти такое же высокое η . На фиг. 546 представлено изменение η_1 для различных значений μ , т.е. для различного рода смазки. С увеличивающимся v_0 увеличивается при благоприятной смазке зубьев (число зубьев не слишком



Фиг. 544.



Фиг. 545.



Фиг. 546.

малое) влияние трения смазанных тел, так что может быть достигнуто $\mu = 0,02$. При трении насухо и самой плохой смазке, а также в состоянии покоя μ доходит до 0,2.

Стрелок³⁾ нашел для приработавшегося одноходового червяка, при работе чугула по чугулу (наружный диаметр 96 мм, внутренний диаметр 60 мм, $z = 30$, высота хода $t = 8$ мм, средний подъем 1:10, длина зуба 77 мм, P — давление на зуб, v_0 — скорость скольжения по дельтовидному кругу) такие значения:

v_0 м/сек . . .	0,5	1	1,5	2	3	4
P кг	500	500	500	400	250	160
μ (при 60°) . .	0,060	0,031	0,047	0,040	0,030	0,023

¹⁾ Z. d. V. d. I. 1897, S. 936.

²⁾ Schiebel. Zahnräder, B. II. (см. выписку на стр. 219)

³⁾ Z. d. V. d. I. 1898, S. 1162.

С увеличивающимся подъемом ($\text{tg} \gamma_1$), равным образом с увеличивающимся числом зубьев червяка z_1 , увеличивается η_1 . Поэтому для передачи с наилучшим коэффициентом полезного действия при скрещивании осей под прямым углом целесообразно принять: $\gamma_1 = 20^\circ$ до 45° . К потерям трения на зубьях присоединяются еще вызванные осевыми и радиальными давлениями потери в подшипниках L_{r1} , понижающие еще более общий коэффициент полезного действия, при чем $L_{r1} = \Sigma (\mu P v)$ в подшипниках и подпятниках.

Общий коэффициент полезного действия для червячных передач в среднем по Грузону ⁴⁾ при

$$\eta_1 = \frac{1}{2} \begin{matrix} 2 & 3 & 4 & 5 \\ 0,70 & 0,80 & 0,85 & 0,90 & 0,95 \end{matrix}$$

При этом для восприятия осевого давления червяка обычно применяются шариковые или рессорные подпятники, а в остальных случаях обыкновенные подпятники.

Для передачи на заднее колесо в автомобилях английская фирма Даймлер и Ко применяла глобоидные червяки Ланчестера с передаточным числом $z_1 : z_2 = 6 : 36$ до $10 : 31$ с наибольшими углами подъема в 35° до 45° , при чем получалось $\eta = 0,96$. При передаче на заднее колесо 5 : 21 фирмы Д. Броунд сыновья, Гуддерфельд, было достигнуто $\eta = 0,97$.

Коэффициент полезного действия для скрещивания в винтовых передачах под произвольными углами подъема γ_1 и γ_2

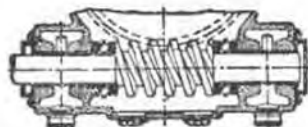
$$\eta = \frac{\sin \gamma_1 \sin (\gamma_2 - \varrho)}{\sin \gamma_2 \sin (\gamma_1 + \varrho)}$$

Коэффициент растет по мере приближения винтовых передач к передачам качения. Если например угол скрещивания ($= \gamma_1 + \gamma_2$) при цилиндрических колесах с косыми зубьями небольшой, или если вершины конических колес с косыми зубьями близки к совпадению, то коэффициент полезного действия значителен и достигает наибольшей величины, когда общая линия боковой поверхности зуба делит приблизительно пополам угол скрещивания, или $\gamma_1 \approx \gamma_2$.

Самотормозение в случае движения в обратном направлении происходит, когда $\eta_1 < 0,50$ или соответственно $\eta_2 < 0$, что имеет место при $\gamma_1 < \varrho$ или $\text{tg} \gamma_1 < \mu$. Если происходит сотривание, например в подъемных машинах, то для самотормозения $\text{tg} \gamma_1$ должен быть уменьшен до $1 : 12$, так что η_1 понижается до 0,4. Если передача должна быть самотормозящей только в состоянии покоя, то во время работы η_1 может быть = 0,70.

Проектирование колеса. Обусловленное при изготовлении червячных и глобоидных колес точное расположение осевых линий валов и колес в связи с необходимостью наилучшей смазки при большом числе оборотов влечет за собой соответствующую конструкцию подшипников и рамы передачи.

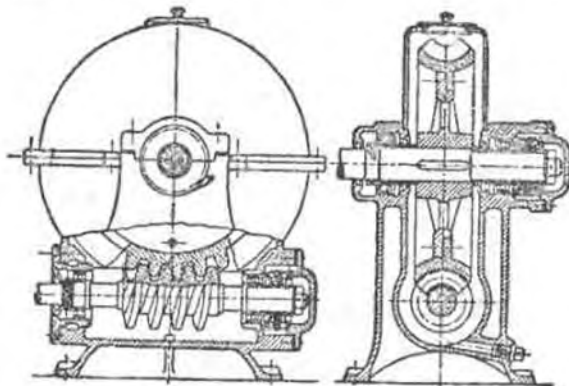
При мер: фиг. 547. Расположение червяка над червячным колесом, подшипники с раздельной кольцевой смазкой жидким маслом, продольное давление воспринимается шариковыми под-



Фиг. 547.

⁴⁾ Печатные материалы завода Otto Gruson, Magdeburg-Buckau, Zahnradfabrik.

шипниками, смазка червяка более густым маслом. Фиг. 548: выполнение общества завода Берлин-Карлсруэ с шариковыми подшипниками во всех местах, где происходит скольжение, что при частых остановках или обратном движении и при незначительных скоростях в цапфах является для червяка особенно благоприятным. Червяк расположен в этом случае внизу в масляной ванне. Вся конструкция закрыта, во избежание проникновения пыли и потери масла. Червячное колесо обычно лежит в обыкновенных подшипниках.



Фиг. 548

Обод колеса в целях возможности применения лучшего материала (главным образом фосфористой бронзы) изготавливается отдельно от тела колеса. Соединение при помощи заливки (с выемками) или пазов в горячем виде или закреплении винтами.

Червяк вообще следует брать возможно меньшего диаметра, чтобы ограничить размеры всей передачи. Поэтому винтовому нарезке червяка и вал изготавливаются за одно целое, при чем для уменьшения прогиба вал в месте нарезки червяка делается большего диаметра, или же рассчитывается на незначительное напряжение скручивания. Коэффициент полезного действия возрастает с увеличением числа зубьев z_1 , с другой стороны, увеличивается, однако, диаметр червячного колеса D_2 при одина-

ковой прочности приблизительно пропорционально $\sqrt[3]{z_1^2}$, так что для:

$$\frac{z_1}{D_2} = \frac{1}{1,6} \begin{matrix} 2 & 3 & 4 & 5 & 6 \\ 2 & 2,5 & 2,9 & 3,8 \end{matrix}$$

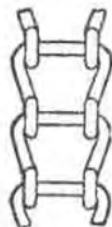
Где имеет решающее значение высокий коэффициент полезного действия, следует предпочесть многоходовые червяки с большим углом подъема γ , где, однако, перевес берет стоимость изготовления и при большом передаточном числе — устроятся одноходовые червяки. Примеры червячных зацеплений см. еще в 3 отд. II тома, Грузоподъемники и машины, обслуживающие склады, Детали.

требуется часто взамен шарнирных валов, например, в экипажах, особенно в грузовиках и велосипедах.

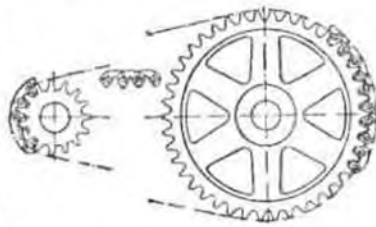
Для малой производительности и при небольших скоростях применяются и крикообразные цепи (Волаксона), спутые из проволоки (фиг. 552) или по Штону, Штуттгарт (каталог фирмы) из мягкого ковкого чугуна. Последние цепи легко разбирать и сменять ¹⁾.

Скорости для легких цепей до 3,5 м/сек, для тяжелых—до 2,5 м/сек. Эти цепи иногда оцинковывают или делают их из бронзы, чтобы они могли противостоять разъедающему действию кислот.

2. Зубчатые цепи. Специальны профилем своих пластинок с зубьями шестерни. Широко распространены бесшумные цепи Ренольда (Манчестер) с 1880 г. и Морзе ²⁾. Надежные попеременно на цапфы цепиые звенья имеют снаружи 2 плоскости, наклоненные под углом 50°—60° и укладываемые точно по наружным профилям двух соседних впадин, чем обуславливается и форма последних. Соединительные цапфы звеньев, а стало быть и начальная окружность звеньев лежат вне впадин шестерни (фиг. 553).



Фиг. 552.



Фиг. 553.

Для уменьшения износа цепи, цапфы и буекы, вставленные в звенья, закалываются (в новой цепи Ренольда только 2 впадины по всей длине каждой цапфы, а в цепи Морзе каменные ролики вместо скользящих сочленений).

Всесторонне на то, что звенья, вследствие неизбежного удлинения и износа, все же раздвигаются внауту, поверхности звеньев тем не менее соприкасаются. Поэтому изнашивание зубьев происходит медленнее, спокойный ход, большая скорость нежелан в роликовых цепях; $v = 5$ до 7 м допустимо и экономично. Число зубьев между 15 и 90. Наибольшее передаточное число = 1:6. И в данном случае возможно производство всех зубчатых колес одного шага одной и той же фасонной фрезой. Направление цепи, во избежание бокового смещения, достигается посредством боковых шайб или проточенной дорожки посреди колеса, по которой движется ось, а направляющие звенья.

Размеры цепей определяются шириной b (не считая ширины боковых или средней направляющих) и шагом t центров цапф, и выражаются в дюймах.

Величина $c = P:bt$ может быть взята для

$t = 1/2''$	в $5/8''$;	$3/4''$	и $1''$;	$1 1/4''$;	$1 1/2''$;	$1 3/4''$
$c = \frac{P}{bt} = 4,5$	до 6,5	6,5	до 8,5	9	10	11

¹⁾ Производятся также фирмой Вилгельм Штер, Оффенбах и/М (каталог фирмы).

²⁾ В Германии цепи Шольценберг и Кр, Берлин — Рейнкендорф, В. Виллерман в Гатсче и др.

При этом напряжение = только 1/100 до 1/30 сопротивлению разрыву, дабы запаивание и удлинение были возможно малы. При $v = 3$ м/сек может быть допущена нагрузка до 50% больше, чем при $v = 7$ м/сек. В остальном надо руководствоваться каталогами фирм.

Для плавного, спокойного движения зубчатая цепь должна иметь достаточное предварительное натяжение. Цепьюобразным является возможно горизонтальная цепь с натяжением от собственного веса (расстояние между центрами колес не менее $1,5 D$ и не более $3-3,5 \lambda$, иначе предварительное натяжение слишком велико), применение передвижного натяжного ролика с натяжением внауту или удобное регулирование расстояния между центрами осей колес.

Коэффициент полезного действия при полной нагрузке составляет 98% и более, так как потери в смазываемых сочленениях и подшипниках ничтожны. Зубчатые цепи часто применяются для передач без скольжения от электромоторов и вообще там, где ремневая передача, благодаря малому расстоянию между осями или возможности скольжения ремня, является нецелесообразной ¹⁾.

б) Гибкие преобразователи энергии: ленточные передачи.

(Ременные, канатная и шнуровая передачи).

I. Основы ²⁾.

Ленточные передачи служат для посредствующего перенесения и преобразования энергии сцеплением ленты с 2 (и более) шкивами, посаженными на валы. Такие передачи могут поэтому работать с большим или меньшим скольжением. Передаваемая мощность обуславливается скоростью, сцеплением и кривостью ленты. Передаточное число, без поправки на потерю от скольжения, $i = \left(D_1 + \frac{\delta}{2}\right) : \left(D_2 + \frac{\delta}{2}\right)$, где δ обозначает толщину ленты.

Сопротивление от трения. Назовем: S — усилие, передаваемое сцеплением ленты; f — площадь сечения ленты; r — радиус ведущего шкива; k — напряжение ленты, равное $k = S:f$; p_m — среднее давление на единице поверхности шкива от ленты, тогда $K = p_m F$ — полное прижимающее усилие, т. е. давление на поверхность шкива, где F поверхность соприкосновения. Передаваемое усилие $S = kf = \mu K = \mu p_m F$. Для плоской ленты сечения $b\delta$ давление на единицу поверхности в каждом месте $p = S : r\delta = k\delta : r$.

Средства для увеличения сцепления и уменьшения давления ленты:

1) Употребление материалов с большим коэффициентом сцепления кожа, хлопчатая бумага, шелк, бумага по железу или дереву, стальная лента по пробке, обкладка шкива бумагой, проволочный канат по кожаным или деревянным обкладкам в канавках шкивов.

2) Противоположные органических материалов жирами или специальными препаратами, увеличивающими сцепление при движении. При

¹⁾ О передаче 3600 kW посредством 8 цепей Морзе каждая в 585 мм ширины см. заметку в журнале Z. d. V. d. L. 1914 г., стр. 1699. Теория цепей Ренольда и опыта с ними изложены в журнале Engng. July 1920, стр. 1 до 4.

²⁾ См. St u e l, Theorie des Riementriebes Berlin 1915, Jul. Springer, где разработана вся литература по этому вопросу.

этом обыкновенно μ возрастает с увеличением скорости скольжения и уменьшением давления ленты, пока не вытечет жир¹⁾.

3) Применение клинообразных канавок для канатов, шнуров и клинообразных ремней (трапецевидного сечения).

4) Применение возможно большего угла обхвата α ленты, так как при этом натяжение каната S , необходимое накатке K или соответствующее давление накатки p могут быть уменьшены без опасности скольжения. Назовем S_1, k_1, K_1, p_1 — силы и натяжения в набегающем конце, S_2, k_2, K_2, p_2 в сбегающем конце, то при коэффициенте трения μ , по I тому, (отд. Механика; трение):

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{k_1}{k_2} = \frac{K_1}{K_2} = \frac{p_1}{p_2} \leq e^{\mu\alpha} \leq \varepsilon; \text{ или } \mu\alpha \geq \ln \left(\frac{S_1}{S_2} \right).$$

При нанесении этих величин, зависящих от угла α , в дуговых мерах, получается логарифмическая кривая (= геометрический ряд) фиг. 559, уклон которой зависит от величины μ при полярном нанесении из центра шкива получается логарифмическая спираль (фиг. 429). Таблицы для вычисления $e^{\mu\alpha}$, I том, стр. 309, и II том, фиг. 430 (в отд. Тормозов).

Источники силы прижимающей ленту. Источником возникновения и востановления действия прижимающей силы K является вес или упругость, реже действие сил: электромагнитных, давления воздуха и центробежных, наконец передача непосредственно полезным натяжением ленты.

Эти источники энергии могут действовать на шкивы, либо без предварительного натяжения (способ 1, применимый только в особых случаях), либо с предварительным натяжением ленты (способы 2 до 5). Существуют следующие главные способы:

1) Непосредственное нажатие ленты к шкивам, помощью натяжения ленты, давлением воздуха, магнитным притяжением, или нажимными роликами у сбегающего конца ленты за углом обхвата.

2) Предварительное натяжение ленты при помощи натяжного ролика в какой либо точке сбегающего конца (фиг. 554). При неравных шкивах целесообразно поместить нажимной ролик вблизи малого шкива, для увеличения его угла обхвата α .

Ось натяжного ролика, по достижении достаточного самоупругивания в ленте, можно либо укрепить неподвижно, либо установить подвижно под действием груза или пружины, как автоматический натяжной ролик.

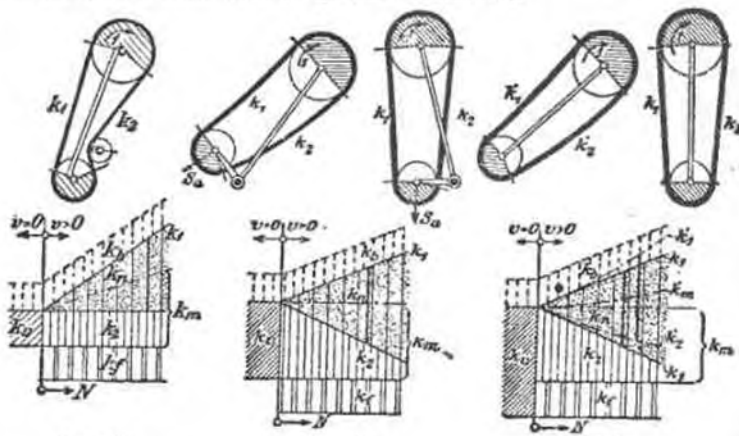
3) Предварительное натяжение ленты посредством натяжного вала (фиг. 555), при чем расстояние между центрами валов меняется благодаря осевому натяжению S_0 .

Опоры натяжного вала покоятся на рычаге, салазках или натяжной тележке; в остальном, как натяжной ролик, либо неподвижный, либо как подвижный самоустанавливающийся.

4) При горизонтальном или наклонном положении ленты предварительное натяжение получается благодаря собственному весу (фиг. 556 слева). Лента, свободно висит на двух шкивах (фиг. 557), образует между точками опоры A и B цепную линию; натяжение на различных уровнях высоты отличается на HG_1 , где H разность уровня в m и G_1 —

¹⁾ Skutsch, Digger Pol J. 1914, стр. 273; Friedrich, Reibung zwischen Riemen und Schriebe, Mit. Forschungsarbeiten 1915; Rüdloff, Mit. Materialpr.-Amt, Berlin 1921; Kutzbach, Probleme der mech. Energieumformung Z. d. V. d. I. 1922, стр. 154.

вес 1 m длины ленты (в большинстве случаев натяжение в разных точках очень мало отличается от среднего натяжения).



Фиг. 554.

Фиг. 555.

Фиг. 556.

Форму ленты можно определить графически, как веревочный многоугольник, с любой точностью, исходя из заданного натяжения¹⁾.

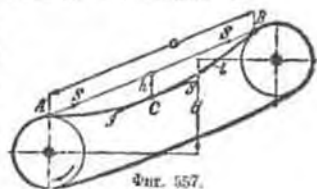
При замене цепной линии параболой можно вычислить натяжение довольно точно аналитически по стреле прогиба h в середине хорды $AB = a$. Обозначим: l — длину ленты между A и B , S — натяжение в точке C (слабого натяжения в хорде AB), тогда для малого провеса

$$S = \frac{l[m] G_1}{8 \frac{h}{a}} \approx \frac{a[m] G_1}{8 \frac{h}{a}} \quad \text{или} \quad k = \frac{S}{f} \approx \frac{a[m] \gamma}{80 \frac{h}{a}}$$

При одинаковом отношении $h : a$ натяжение ленты k увеличивается с расстоянием a и удельным весом γ kg/dm^3 ленты. В плетеных и цепных лентах это натяжение надо отнести к единице площади описанного сечения ленты.

Пример: Для $h : a = 2\%$, $a = 16 m$ и $\gamma = 1,0$ для пеньки (считая описанное сечение f пенькового каната) получается $k \approx \frac{16 \cdot 1,0}{80 \cdot 0,02} \approx 10 kg/cm^2$. При 4% провеса $a = 100 m$ и $\gamma = 7,8$ для проволочного каната получается $K \approx \frac{100 \cdot 7,8}{80 \cdot 0,04} \approx 250 kg/cm^2$.

¹⁾ Аналитическое натяжение см. Doffing, Zur Geometrie der Riementriebe Z. d. V. d. I. 1919, стр. 651; подробно «механизм» см. Schulze-Pillot, Neue Riementheorie, Berlin, 1926, Jnl. Springer.



Фиг. 557.

По провесу можно вычислить предварительное натяжение и натяжение при работе привода для каждой ленты и каната. В горизонтальных и наклонных приводах выгода не падает до нуля. Наиболее выгодное горизонтальное расстояние между валами: для кожаных ремней 5—10 м, для вельковых канатов 10—20 м, для проволочных 50—100 м, при чем достаточно собственного веса для передачи энергии.

5) Предварительное натяжение ленты вследствие ее упругости (фиг. 556 справа). Длина не натянутой ленты меньше (при натяжении от собственного веса больше) геометрически вычисленной длины. Натяжение ленты удобно производить при помощи натяжного приспособления (лучше всего с навесными делениями для отсчитывания натяжений), или при помощи неподвижных натяжных роликов или салазок.

Необходимое удлинение λ ленты получается из общей длины ленты l по уравнению: $\lambda = \frac{lk_p}{E}$, где k_p — предварительное натяжение в kg/cm^2 ;

E различно для разных органических материалов в зависимости от их происхождения, предварительной обработки, возраста и натяжения — для кожи в среднем 1000—2000; для вельковых канатов, смотря по способу плетения, от 6000 до 15000; для проволочных канатов в среднем 75 и 100 и для стальных лент 2 100 000 kg/cm^2 . Для тканых и вязаных материалов E особенно сильно зависит от способа изготовления и натяжения.

Кожаный ремень общей длиной в 15 м при $E = 1500$ для достижения предварительного натяжения $k_p = 20 \text{ kg/cm}^2$ должен быть вытянут на $15 \text{ м} \cdot \frac{20}{1500} = 0,2 \text{ м}$ или 1,3%. Такой же длины стальной лента для достижения $k_p = 700 \text{ kg/cm}^2$ должна быть вытянута на $\frac{15 \cdot 700}{210000} = 0,005 \text{ м}$ или $\frac{1}{30}$ ‰.

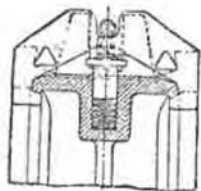
Необходимое условие для предварительного натяжения упругостью — это, чтобы лента не удлинялась: от температуры, изменения состояния влажности, упругого последствия или внутреннего износа; иначе пришлось бы впоследствии слишком часто укорачивать и натягивать ленту. Полезно соединить способы 2, 3 или 4 со способом 5.

Для приводов вертикальных и приводов с коротким расстоянием между валами можно применять, для материалов мало упругих и вытягивающихся во время работы, только лишь способы 2 или 3.

6) Использование самой передаваемой энергии для саморегулирования валами.

Пример. Зажимные чеки для канатов и цепи по Фаулеру или Грюнгу (фиг. 558). При последнем устройстве действие зажима между чеками возрастает с возрастанием натяжения ленты от действия упругости).

7) Влияние центробежной силы. Действие центробежной силы вызывает во всей ленте напряжение k_f , которое выражается:



Фиг. 558.

$k_f \approx \left(\frac{v}{10}\right)^2 \gamma$ в kg/cm^2 (ср. т. I, отд. Сопротивление материалов, в конце), и соответственное ему удлинение, вследствие чего уменьшается предварительное натяжение от веса и от упругости ленты.

Пример:

	$v =$	10	20	30	40	50 m/sec
Кожа ($\gamma \approx 1 \text{ kg/dm}^3$)	$k_f =$	1	4	9	16	25 kg/cm^2
Сталь ($\gamma = 7,8 \text{ kg/dm}^3$)	$k_f =$	7,8	31	70	125	196

Напряжения в свободном конце. Пусть: $k_1 = S_1 : f$ составляет напряжение в ведущем конце; $k_2 = S_2 : f$ составляет напряжение в ведомом конце; $k_m = 0,5 \cdot (k_1 + k_2)$ составляет среднее напряжение, от которого зависит давление на ось; $k_n = k_1 - k_2$ составляет полезное напряжение; далее, $k_p = S_p : f$ — предварительное натяжение ленты в состоянии покоя.

Если при плетеных, тканых или вязаных лентах k относится не к фактическому поперечному сечению, а к описанному или как k' на 1 см ширины, то в расчетах надо относить в E и γ к тем же самым единицам.

Для достигаемой производительности важно отношение напряжений $\epsilon = k_1 : k_2 = e^{\mu \alpha}$, или коэффициент перенатяжения

$$\varphi = \frac{\epsilon - 1}{\epsilon + 1} = \frac{k_1 - k_2}{k_1 + k_2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{k_n}{k_m}$$

Величина φ приближается к единице тем более, чем больше μ и α .

Натяжения ленты в состоянии покоя ($v = 0$) и во время работы ($v > 0$), зависящие от производительности N , получаются для различных способов (фиг. 554—556) из там помещенных диаграмм, в которых граница нормальной производительности (начерченная толстой линией) принята при $\epsilon = 3$ или $\varphi = 0,5$, что при $\alpha = 180^\circ$ соответствует величине $\mu = 0,35$.

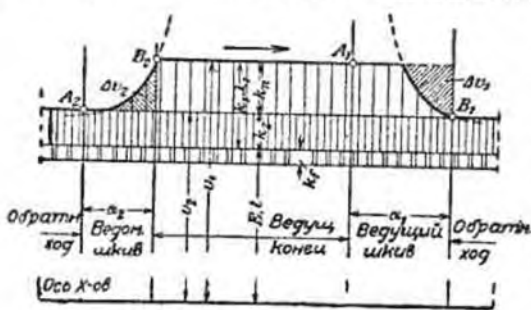
При самодействующем натяжном ролике (фиг. 554) k_2 остается приблизительно постоянным, равным k_p — в то время, как k_m возрастает с производительностью N ; при самодействующем натяжном вале (фиг. 555) k_m остается равным k_p , так как k_m обуславливается неизменным натяжением на оси S_a . Вследствие этого, при увеличении нагрузки увеличение k_1 должно равняться уменьшению k_2 , независимо от того, будет ли привод горизонтальный или вертикальный.

Величина k_2 могла бы упасть до нуля, если бы перед этим вследствие увеличения $k_1 : k_2$ не наступило бы скольжения ремня.

При предварительном натяжении от собственного веса или упругости ремня k_p должно быть настолько велико, чтобы натяжение k_f во время работы ленты, несмотря на ее удлинение, было бы достаточно (фиг. 556). Для вертикального привода применима та же диаграмма для k_m , как и при натяжном вале (фиг. 555); при горизонтальном приводе применима диаграмма для k_m' , так как в этом случае k_2 не может упасть до нуля, а потому и k_m' возрастает с увеличением нагрузки (k_m уменьшается также и при вертикальном приводе и натяжении от собственного веса в зависимости от передаваемой мощности, например, для случаев, когда при органических и плетеных материалах удлинение возрастает не пропорционально натяжению).

При постоянном коэффициенте перенапряжения φ , k_n и передаваемая мощность привода возрастает тем более, чем более k_m возрастает по сравнению с k_n вследствие увеличения влияния собственного веса (большее расстояние a или больший удельный вес γ). Отсюда большая способность работы с перегрузкой у приводов с большим горизонтальным расстоянием между валами.

Натяжение и скольжение в набегавшем конце. Скольжение от удлинения σ_{el} . Если нанести теоретическое натяжение ленты в зависимости



Фиг. 559.

от угла обхвата α (в дуговых единицах), то логарифмическая кривая проходит через точки сбегаания B_1 и B_2 (фиг. 559). Набегавший ремень в точках A_1 и A_2 сохраняет свое натяжение набегания до тех пор (угла поворота), пока не начнется изменение натяжения, обусловленное k_n . Угол, оставшийся для удли-

нения или сокращения, в большинстве случаев меньше угла обхвата. Так как $\lambda:l = k:E$, то величина k даст масштаб удлинения ленты λ в отношении первоначальной длины ленты l , считая l и E от одной и той же оси x (Фиг. 559). (Упругая лента вытягивается на ведомом и сокращается на ведущем шкиве). Вследствие удлинения ленты изменяется и ее скорость v , так что $v_1:v_2 = (l + \lambda_1):(l + \lambda_2)$. Таким образом, расстояние от оси x даст масштаб и для v_1 и v_2 . Так как окружная скорость ведущего шкива $\geq v_1$, а ведомого $\leq v_2$, то отсюда возникает скольжение от удлинения σ_{el} , при чем

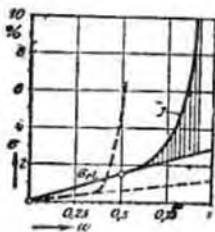
$$\sigma_{el} = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = \frac{k_1 - k_2}{E} = \frac{k_n}{E}$$

Скольжение от удлинения возрастает с увеличением среднего напряжения k_m , стало быть и с коэффициентом перенапряжения φ (фиг. 560).

Пример: Для кожи при $E = 1000$ и $k_n = 20$ кг/см², $\sigma_{el} = 2\%$; при $E = 2000$ и $k_n = 30$, $\sigma_{el} = 1,5\%$.

Для резины и особенно для проволочных канатов и стальной ленты σ_{el} получается чрезвычайно мало. Наибольшая скорость скольжения между шкивом и лентой Δv получается для $E = 1000$ и $k_n = 20$.

При $v = 10$	20	30	40	50 м/сек
$\Delta v = 0,2$	0,4	0,6	0,8	1,0 "



Фиг. 560.

Так как по новейшим опытам¹⁾ для всех материалов, пропитанных или смазанных жиром μ возрастает со скоростью скольжения и даже частично в несколько раз, то и $\epsilon = k_1:k_2$ растет вместе с v : E и при больших окружных скоростях может стать значительно больше 3. При нормальной работе без перегрузки является лишь скольжение от удлинения, переходящее при перегрузке в обыкновенное скольжение.

Скольжение σ_g . Скорость скольжения Δv между лентой и шкивом распространяется на весь угол обхвата, как только становится $\frac{k_1}{k_2} > \epsilon^{mul}$.

С этого предела начинается (раньше на шкиве с меньшим углом обхвата) собственно скольжение σ_g (фиг. 560). Оно по большей части возрастает медленно, так как с возрастанием Δv увеличивается μ и сперва наступает устойчивое состояние. Когда же, вследствие увеличивающейся нагрузки и тепла трения, температура ленты повышается настолько, что μ , вследствие расплавления жира, опять понижается, то σ_g внезапно увеличивается. Смазочный материал для ремней имеет назначение увеличивать μ при возрастании скорости скольжения. Это влияние, по мнению Руделона, сглаживается только на быстро движущихся ремнях; у медленно движущихся ремней μ уменьшается. Быстро движущиеся ремни способны перенести значительно большую временную перегрузку, чем медленно движущиеся.

Небольшое давление нажатия (шкивы большого диаметра и тонкие ремни; ибо $p = 2k\sigma : D$) и большие окружные скорости уменьшают понижения температуры и способствуют увеличению передаваемой мощности. Характерные для годности ленты кривые скольжения (фиг. 560) различны для разных диаметров шкивов, предварительных натяжений, скоростей, материала ленты и средств, увеличивающих сцепление. Целесообразно наносить эти кривые в зависимости от коэффициента перенапряжения $\varphi = 0,5$ k_n , для сравнения σ при различных предварительных натяжениях и передаваемых мощностях²⁾.

Значению соответствует коэффициент перенапряжения $\varphi = 0,5 \cdot (k_n : k_m)$ и наибольшее значение k_n	$\epsilon = k_1 : k_2 = 2,66$	2	2,5	3	4	5	7	9	∞

Влияние толщины ленты или шнура. Следствия конечной толщины δ суть: 1) упругое напряжение изгиба k_b , причем для случая в применении закона Гука (например, стальные ленты и проволочные канаты) $k_b : E = \pm \frac{1}{2} \delta : D$.

Для случаев неприменимости закона Гука (органические материалы) можно вводить в расчет идеальный коэффициент упругости E_i для фактического напряжения изгиба. При этом k увеличивается в наружном волокне на $\frac{1}{2} k_b$ и уменьшается во внутреннем волокне на k_b , но без потерь в работе.

¹⁾ Skutsch, Dingler. Pol. J. 1914, стр. 273; Фридрих, Трение между ремнем и шкивом, Mitt. Forsch. 1915; Rudeloff, Mitt. Materialpr. Amt, Berlin 1921; Купчик, Проблемы механического преобразования энергии Z. d. V. d. I. 1922, стр. 154.

²⁾ Сравнить результаты французских опытов с результатами Z. d. V. d. I. 1923, стр. 242 и американские опыты, Z. d. V. d. I. 1924 г. стр. 787.

Пример. Для кожи и $\frac{\delta}{D} = \frac{7}{350}$ получилось бы при $E_f \approx \frac{1}{2}E = 1000 \text{ kg/cm}^2$ напряжение от изгиба $k_b = 20 \text{ kg/cm}^2$.

Для небольших шкивов надо принимать возможно малые значения для δ и E ; это особенно важно соблюдать для кожи. Небольшие натяжные ролики действуют особенно неблагоприятно, выгибая ленту в обратную сторону по отношению к шкивам. В проволоочных канатах k_b зависит от δ_0 толщины отдельных проволок, E то же, что для вилетевой проволоки, т.е. $E = 2100000 \text{ kg/cm}^2$. Если при этом $\frac{\delta_0}{D} = \text{от } 1/1500$

до $1/3000$, то k_b получается от ± 1400 до $\pm 700 \text{ kg/cm}^2$ и получает таким образом уже значительную величину. Для стальных лент допустимо $\delta: D = 1/1500$.

2) Потеря работы при ремнях кожаных, плетеных, тканых, шнурах, цепных лентах и органических материалах, для преодоления внутреннего трения, возрастающего с увеличением предварительного натяжения и $\delta: D$ и появляющегося при набегании и сбегания ленты. Внутренний напос зависит при плетеных лентах и шнурах главным образом от степени скрутки. И для них влияние небольших натяжных роликов неблагоприятно, благодаря перегибу ленты то в одну, то в другую сторону.

3) Влияние на передаточное число i . При холостом ходе получалось бы $i_0 = (D_1 + 0,5\delta):(D_2 + 0,5\delta)$, если бы на обоих шкивах нейтральный слой находился на середине толщины ленты, что при отклонении от закона Гука не всегда имеет место ¹⁾. Для рабочего хода $i = i_0(1 - \varphi)$.

Если $\frac{\delta}{D}$ мало или $D_1 \approx D_2$, то можно принять $i_0 = \frac{D_1}{D_2}$, также в для клинообразных желобков, в которых прилегание происходит приблизительно в нейтральном слое.

Полезная мощность. Давление на осп. Передаваемая мощность зависит от допустимого полезного напряжения $k_n = 2\varphi k_m \text{ kg/cm}^2$. При этом коэффициент перенапряжения φ обуславливается условиями трения (см. выше), а наибольшее значение k_m — допустимым напряжением соответствующего материала.

Влияние угла обхвата α на коэффициент перенапряжения φ . Если известно φ для $\alpha = 180^\circ$ и определенных материалов и скоростей, то при изменении угла обхвата α на $\pm \Delta\alpha$ и величины φ и k_n изменяются соответственно на $\pm \Delta\varphi$ и Δk_n , при чем $\Delta\varphi: \varphi$ (и соответственно $\Delta k_n: k_n$) $\approx \xi \Delta\alpha^\circ: 180^\circ$. При этом всегда меньший угол обхвата напос для определения φ , и соответственно k_n .

Для $\varepsilon = 2$	3	4	5			
или $\varphi = 0,33$				0,5	0,6	0,66
$\xi \approx 1$				0,5	0,33	0,25.

При больших значениях ε или φ влияние $\pm \Delta\alpha$ значительно уменьшается.

¹⁾ См. Б а х, Детали машин. Ремённая и канатная передача. Отдел II, Передаточное число.

При неравных радиусах шкивов r_1 и r_2 и без применения натяжных роликов (фиг. 580) $\Delta\alpha = 2\beta$, причем $\sin \beta = \frac{r_1 - r_2}{e}$ или

$$\beta^\circ \approx \frac{60(r_1 - r_2)}{e}$$

где знак — для открытого ремня, знак + для перекрестного, а e — расстояние между осями. Применением натяжного ролика можно всегда сделать $\alpha > 180^\circ$. И при $i = 1:1$ бывает $\alpha \geq 180^\circ$ смотря по тому, расположен ли сбегющий конец внизу или наверху. Где возможно, следует располагать сбегющий конец (слабее натянутый) сверху (фиг. 557).

Пример: $r_1:r_2 = 5:1$; $r_1:e = 1:3$; отсюда $\beta \approx 18^\circ$. При $\varepsilon = 0,5$ получается

$$\Delta\varphi: \varphi = 0,5 \cdot \frac{2 \cdot 16^\circ}{180^\circ} = 0,89,$$

т.е. на 11% мощность меньше, чем при одинаковых шкивах.

Если бы угол обхвата увеличился при помощи роликов одинаково на $\Delta\alpha = 32^\circ$, то при одинаковом среднем натяжении полезная мощность увеличилась бы на 11%.

Во время работы α бывает меньше, чем при покое, благодаря неспокойному или неравномерному ходу, неруглым шкивам, неплоским лентам, нехорошему соединению ремней, большой жесткости ремной или канатов, что легко может быть установлено наблюдением.

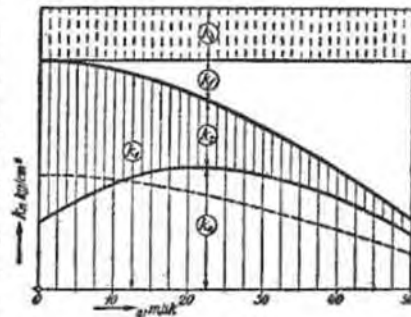
Допускаемые напряжения. 2 метода расчета: а) по наибольшему напряжению k_{\max} , б) по среднему временному напряжению k_M .

По а) наибольшее напряжение имеет решающее значение при неорганических материалах (стальная лента, стальная проволока, проволоочный канат), а также очень важно и при однородных органических материалах (кожа, резина). $k_{\max} = k_f + k_1 (+k_b)$; $k_{\min} = k_f + k_2 (-k_b)$.

Напряжение от изгиба $\pm k_b$ влияет только в наружных волокнах и на короткое время. Так как $k_n = 2\varphi k_m = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon + 1} (k_1 + k_2) = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} k_1$, то

$$k_n = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} (k_{\max} - k_f - k_b),$$

при чем k_f (стр. 286) и k_b (стр. 291) получаются из расчета, а величинами k_{\max} и ε приходится задаваться. На фиг. 561 даны значения: k_1 , k_2 , k_n , k_f , k_b и их сумма k_{\max} в зависимости от скорости v ленты. Если при этом принимать ε соответственно φ неизменными, например, $\varepsilon = 2$, $\varphi = 0,33$, то k_n (как показывает пунктирная кривая) будет уменьшаться с возрастанием скорости, так как k_1 вследствие центробежной силы k_f уменьшается по закону параболы.



Фиг. 561.

Для смазанных жиром лент и шнуров, особенно для кожаных ремней, с увеличением v увеличиваются и k_1 , ε и φ , как показывает сплошная

линия для k_m , которая вначале подымается и после лишь опускается. У кожи можно наконец еще с увеличением скорости повысить качества отбором шкуры, во внимание к повышению допускаемого k_{max} . (Подробнее о ремнях см. ниже, стр. 296).

По б) для всех волокнистых материалов среднее временное напряжение k_M (в виду временности всякой деформации и упругого последствия) обуславливает прочность материала и допускаемую нагрузку. В какой мере это действительно и для кожи, еще не выяснено окончательно. Поэтому для кожи применимы оба метода расчета.

Вследствие кратковременности напряжения наружного волокна от изгиба, среднее временное напряжение $k_M \approx k_f + k_m$.

Отсюда $k_n = 2\varphi(k_M - k_f) = 2\varphi k_M - 2\varphi\gamma \left(\frac{v}{10}\right)^2$. Можно k_M определить только на основании опыта.

Надо учитывать уменьшение k_M при большой кривизне или большом $\delta: D$. Кривая k_n при увеличении скорости ремня уменьшается по отношению к k_M по закону парабола (в зависимости от k_f).

Формулы передаваемой мощности:

$$N = \frac{P_n v}{75} = \frac{k_n f v}{75} = \frac{k_n f D n}{1432} \quad \text{или} \quad D = \frac{1432}{k_n} \cdot \frac{N}{n}.$$

Если принимать для лент вместо k_n величину $k'_n = k_n \delta$ или линейное полезное напряжение (на см ширины), то получается $N = \frac{k'_n b v}{75} = \frac{K_n b D n}{1432}$ или $b D = \frac{1432}{K_n} \cdot \frac{N}{n}$.

Давление на оси или давление на подшипники S_a передачи лентой для состояния покоя $= 2fk_n \cos \beta$, где β — угол наклона ремня к линии центров (см. выше). Во время работы $S_a = 2fk_m \cos \beta$.

Если принимать $\epsilon = 1,6$ до 3 (стр. 291), то для $\beta = 0$ давление на оси $S_a = 4,3 S_a$ до $2 S_a$, в среднем $S_a = 3 S_a$.

Погоня упругий ремень часто одевает с увеличенным предварительным натяжением в виду ожидаемого неизбежного их вытягивания. В этих случаях при расчете подшипника (например, шарикового подшипника) и потерь в нем примем $S_a = 5 S_n$. Для канатных передач во избежание необходимости скорого дальнейшего срабатывания это предварительное натяжение делает еще больше.

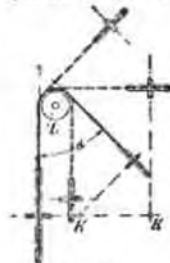
Двинующаяся лента. Набегание и боковое перемещение по шкиву. Набегая на конус, лента перемещается по направлению к большему диаметру, чтобы центр сопротивления от трения совпал с направлением силы в набегавшем конце. Неравномерно прилегающие и неравномерно вытягивающиеся ленты работают неспокойно, так как центр сопротивления меняется. Целесообразно поэтому устройство заграждений против бокового перемещения: шкивы с бортами, в особенности для всяких канатов в шнуров, ремень для узких лент и ремней.

Выпуклый обод в середине для упругой ленты, особенно для кожаных ремней. Большей частью достаточно иметь выпуклым лишь ведомый шкив, на котором набегание ремня происходит с меньшим натяжением и прилегание легче. При скорости > 30 м/сек целесообразно иметь оба шкива выпуклыми.

Сбегание. Сбегание ленты происходит до известной степени без обратного влияния на ее движение по шкивам. Возможно поэтому заставить сбегать шкуру и ленты в бок под острым углом ($15^\circ - 20^\circ$) к средней плоскости шкива. Поэтому возможны и параллельные двухшквенные приводы (полуперекрестные), произвольно повернутые около оси AA , касающейся шкивов в точках сбегания ленты (фиг. 562). Но в таком случае движение ленты возможно только в одном направлении (см. фиг. 563).

Закрываются. Если повернуть нижний шкив (фиг. 562) около оси AA на 180° против верхнего шкива, получится перекрестный привод (фиг. 581). Вследствие поворота ленты на 180° , сбегавший и набегавший концы трутся в месте перекрещивания друг о друга по внутренним поверхностям. Наружное утолщение ленты вкладками и т. п. возможно.

Направляющие и поддерживающие ролики. Где простые приводы невыполнимы, например, при очень близко расположенных осях, при приводе из многих параллельных валов, особенно также при передачах помощью произвольно пересекающихся или срезающихся в пространстве валов, например, фиг. 570, там применение направляющих роликов, большую часть в соединении с неподвижно укрепленным или самодействующим натяжным роликом для обратного хода, делает возможным всякий род приводов при всяких расстояниях. Они могут служить для увеличения угла обхвата или одновременно также для изменения направления ленты и для восприятия веса ленты при большом расстоянии между валами (поддерживающие ролики). Обратимость направления движения возможна в том случае, когда плоскость каждого шкива и направляющего ролика содержит оба конца — сбегавший и набегавший (для постоянного движения в одном направлении достаточно, чтобы плоскость каждого шкива содержала набегавший конец, а сбегавший может быть отклонен на $15 - 25^\circ$). Фиг. 563 показывает, как плоскости шкивов могут включать любой угол α , когда сбегавший и набегавший концы направляются роликом, касаясь плоскостей обоих шкивов, и когда плоскость этого ролика совпадает с плоскостью ленты. Предполагается при этом, что расстояние между валами в месте скрещивания K их направлений невелико.



Фиг. 563.

Сдвиг ленты. Направляющий ролик, поставленный вперед набегавшей ленты, может привести любой боковой сдвиг последней. Это находит частое применение для направления ремней, особенно для включения, благодаря сдвигу, рабочего, холостого и обратного шкивов, также и в конических барабанах.

II. Рабочие натяжения ремней и лент.

I. Материал и допускаемые в нем напряжения. Для ленточной передачи пригодны все не слишком дорогие гибкие материалы достаточно прочные, особенно стальные ленты, кожа, ткань, плетеные из волокнистых веществ (хлопок, пенька, верблюжья шерсть) и ценные ленты.



Фиг. 562.

Передача стальными лентами ¹⁾. В передачах стальными лентами, изготовляемых Обществом Сандвикена транспортных лент, отд. стальных лент, Шарлоттенбург, в пяти передачах стальными лентами (главным образом, для мощностей больше 50 л. с.) употреблены тонкие ленты из холодно прокатанной стали, выплавленной на древесном угле, прочностью 130—150 кг/мм², толщиной 0,3—1,1 мм, шириною 80—250 мм. Соединение концов достигается вставкой особой конструкции, скольжение 0,1—0,5%; коэффициент полезного действия передач 99%. Давление на оси $S_a = 3$ до $4 S_n$. Очень незначительное провисание, никакого удлинения ленты в работе, большая долговечность. Для больших мощностей две и больше параллельные ленты. Небольшая ширина по сравнению с простыми кожаными ремнями.

Применимы для шкивов диаметром меньше 500 мм, для ступенчатых шкивов, разобщительных приспособлений или полунерекрестного привода (для перекрестного привода годятся лишь в том случае, если расстояние места скрещения от меньшего шкива $\cong 4 D$). Дальнейшие условия: точно параллельное расположение валов, крепкие, выверенные круглые шкивы, устойчивость в подшипниках, дабы расстояние между осями не изменялось. Расстояние между осями должно быть настолько велико, чтобы общая длина ленты $L \cong \frac{3}{4} v$ (м/сек), например, при $v = 32$ м/сек $L \cong 24$ м.

Ленты движутся по обкладке на шкивах (на цилиндрических невыпуклых шкивах) из бумаги, поверх которой пробковые листочки, которые надо содержать чисто. При обнаружении скольжения (нагрев ленты) надо увеличить сцепление обкладки, в крайнем случае вновь натянуть ленту.

Кожаные ремни (из кожи) изготавливаются большей частью из хребтовой части здоровых воловьих шкур. Шкура имеет около 1,3 м шириной, 1,50 м длины. Соединение отдельных кусков в один ремень достигается склеиванием [клей из сухожилия с прибавкой рыбьего клея ²⁾]. Сшивание концов на 0,2—0,4 м (смотри по структуре) струмом, так что используемая длина кожи от 1,1 до 1,3 м. Для сырых помещений кожа должна быть склеена особым клеем.

[Толщина, упругость и прочность в отдельных полосах из одной и той же кожи весьма различны, чему способствует и приправка кожи в одну плоскость. Изготовление прямых ремней обусловлено точным знанием свойств кожи. Ремни из части около позвоночника обладают одинаковыми величинами удлинения и упругости, движутся прямо, и лучше других пригодны для больших скоростей. Во всяком случае, целесообразно применять для ремня полосы из одинаково расположенных относительно хребта частей шкур, так что для ремня в 50 м длины надо нарезать 40 шкур].

Толщина кожи составляет 3 до 7 мм, в среднем 4—6 мм; толщина двойных ремней 6 мм (легкие), 7 мм (средние) и от 8—10 мм (нормальные); тройных ремней—12 мм и более. Одинарные ремни имеют часто большие колебания в толщине. При двойных и тройных ремнях колебания эти легче выравниваются (важно для приводов с натяжными роликами). Удельный вес в среднем $\gamma \approx 1$ кг/дм³. Толщину и вес можно

¹⁾ Z. d. V. d. L. 1911, стр. 1768; Praktischer Maschinenkonstrukteur, 1918, стр. 241.

²⁾ Сир. т. I, отд. Материаловедение (клей).

увеличить искусственно, без увеличения прочности. Сопротивление на разрыв одинаково ремня составляет 130—200 кг на 1 см ширины или 200—350 кг/см². Коэфф. упругости E ремня колеблется от 500 и 3000, в среднем 1000—2000 кг/см² и возрастает (отклоняясь от закона Гука) с натяжением, так что менее натянутый ремень сильнее пружинит, чем очень натянутый.

Наиболее подходящей вообще считается дубленая кожа. Хромовая кожа более гибка (меньше E) и менее чувствительна к теплоте, чем дубленая, и поэтому предпочтительна для небольших шкивов и жарких помещений, зато обладает большим упругим последствием (нагнута в работе). Для малых шкивов употребляют ремни и из свиной кожи, а для совсем малых—ремни из кишек. Особый сорт представляют ремни на ребро (Фабрика приводных ремней Штггельмайер в Ганновере—Вюльфель) толщиной в 12—20 мм из длинных узких полос. Полоски ставятся на ребро, ширина ремня по желанию (исполнены ремни до 3 м ширины). Для малых шкивов идут ремни из хромовой кожи, для больших—из дубленой].

Так как надрезы, рванины или отверстия для шпильки, для соединения ремней вредны, в виду получающегося влияния уменьшения сечения, то лучше всего соединить концы ремней склеиванием. Только медленно движущиеся ремни и ремни в мастерских, которые часто приходится ослаблять или вновь натягивать, соединяются замками, шпильками или дротиками. Долговечность ремней зависит в значительной степени от обращения с ними.

Надо чистить ремни по возможности ежемесячно, основательно ежегодно щеткой в промывании теплой водой (не задевая мест склейки) с последующей смазкой легким салом. Витальесом минеральное масло указать безвредно или безвредно, строго оберегать от смолы. Наилучший смазочный материал—ворвань с добавлением воловьего сала. Новые ремни надо смазать жиром и сохранять в холодном месте.

Расчет кожаных ремней (см. Основания, полезная работа и допускаемое напряжение, стр. 293).

Еще не выяснено, насколько решающим для продолжительности службы ремня является наибольшее $k_{max} = k_f + k_1 + k_b$ или среднее напряжение ($\approx k_f + k_m$), также и то, насколько мощность ремня зависит не только от его прочности, но также и от условий сцепления и нагрева, особенно при небольших быстро вращающихся шкивах. Отсюда большая несогласованности в данных для допускаемых значений k_n .

Если руководствоваться пределом k_{max} ¹⁾, то получится из допускаемых напряжений (стр. 293) $k_n = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} (k_{max} - k_f) - \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \cdot k_b$ в кг/см²,

так что напряжение от изгиба k_b (а соответственно и величина $\delta : D$) становится очень вредительным фактором. Для расчета надо задаваться величиной трения, отношением ε и k_{max} . Как среднее значение для ε можно на основании опытов принять данные таблицы 55, при чем с увеличением скорости ремня возрастают соответственно ε от 2 до 4,5 и коэффициент перенапряжения φ от 0,33 до 0,64.

¹⁾ Stiel (Theorie des Riementriebs, стр. 171) считает для органических материалов среднее напряжение решающим. Этому взгляду соответствуют все формулы, в которых не учитывается напряжение от изгиба.