

Н · Я · НИБЕРГ

Р

А С Ч Е Т  
РЕДУКТОРОВ

Н. Я. НИБЕРГ

# РАСЧЕТ РЕДУКТОРОВ

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ  
И ТАБЛИЧНЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА  
ПЕРЕДАЧ

ИЗДАТЕЛЬСТВО  
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Москва 1964

В книге изложен табличный метод проектного расчета по контактным напряжениям цилиндрических, конических и червячных передач редукторов, позволяющий без большой затраты времени просчитать ряд вариантов с различными параметрами и выбрать оптимальный. Даны примеры расчета. Приведены анализ влияния отдельных параметров на несущую способность и габариты передач, а также таблицы параметров передач с наименьшими суммарными межосевыми расстояниями и габаритными размерами.

Книга предназначена для инженеров, конструкторов и может быть полезна для студентов вузов.

Рецензент д-р техн. наук проф. Д. Н. Решетов

Редактор инж. А. П. Дмитриев

## ВВЕДЕНИЕ

Программой КПСС предусмотрено широкое развитие машиностроения. Быстрое развитие получают такие конструкции машин, которые, обеспечивая высокие технические свойства, приведут к сокращению расходов сырья и энергии, повышению производительности труда.

Проектный расчет конструкции, правильный выбор ее оптимальных параметров способствуют созданию прочных, надежных и долговечных машин, позволяют уменьшить их металлоемкость.

Разработка редукторов с наименьшими габаритными размерами является важной задачей проектного расчета, так как компактность и малая металлоемкость конструкции — общие и наиболее важные требования, предъявляемые к каждому механизму.

В книге даны рекомендации по выбору оптимальных параметров передач из условия получения наиболее компактных редукторов, предложен табличный метод расчета, который позволяет сократить время, затрачиваемое на проектирование.

На основные параметры редукторов с цилиндрическими зубчатыми колесами действует ГОСТ 2185-55 и нормаль машиностроения МН 2734-62; на основные параметры червячных редукторов — ГОСТ 2144-43.

Проектный расчет передач редукторов, работающих в закрытых корпусах в условиях обильной смазки, производят по контактным напряжениям на рабочих поверхностях зубьев. В расчете при соответствующем выборе допускаемых напряжений непосредственно учитывается опасность усталостного выкрашивания и смятия, а косвенно — опасность контактного схватывания и быстрого износа зубьев. После разработки передачи в ответственных случаях производят проверочный расчет зубьев на контактные напряжения и на изгиб с уточнением расчетных данных и коэффициентов.

Тип и схему редуктора предварительно выбирают при эскизном проектировании привода с учетом удобства компоновки и расположения последнего относительно приводимой машины. При этом учитывают: требуемое передаточное число редуктора, его габаритные размеры, занимаемую площадь, вес, стоимость, к. п. д. и т. д.

В результате эскизного проектирования привода выявляют приемлемые варианты типов, схем и технических характеристик редукторов. Окончательный выбор оптимального варианта часто оказывается возможным лишь после проектного расчета других вариантов с сопоставлением их основных и габаритных размеров. Если для привода данной машины можно подобрать приемлемый редуктор централизованного изготовления, что весьма желательно, то надобность в конструировании специального редуктора отпадает.

Основные и габаритные размеры редукторов находятся в прямой зависимости от соответствующих размеров передач. Размеры передач выявляют при проектном расчете, при этом могут меняться число ступеней редуктора и параметры передач. Так, например, в диапазоне передаточных чисел  $i=8 \div 10$  возможны одноступенчатые и двухступенчатые редукторы по трехосной и соосной схемам; в диапазоне  $i=40 \div 50$  — двухступенчатые по трехосной и соосной схемам, а также трехступенчатые редукторы. Во всех многоступенчатых редукторах может быть принято различное распределение передаточных чисел между ступенями; в цилиндрических передачах — различные исполнения зубьев (прямые, косые или шевронные) и различная относительная ширина колес; в червячных — различное число заходов червяка; детали передач могут быть изготовлены из материала разных марок с применением различной термической обработки.

Соотношения параметров передач, при которых получаются редукторы наименьших размеров, в ряде случаев могут быть определены путем составления и решения системы уравнений. Эта трудоемкая работа должна быть проделана заранее с тем, чтобы при проектировании редукторов можно было воспользоваться результатами анализа, представленными в виде графиков или таблиц.

При проектном расчете передачи обычно определяют

ее основной размер — межосевое расстояние  $A$  для цилиндрических и червячных передач, конусное расстояние  $L$  для конических передач. Эти размеры сильнее других влияют на несущую способность передач, но недостаточно полно характеризуют ее габариты.

В книге приведены более эффективные новые критерии для оценки габаритных размеров передач.

На практике при проектном расчете приходится считаться с рядом дополнительных ограничений:

а) с наличием стандартизованных и нормализованных рядов различных параметров передач, например модулей  $m$ , передаточных чисел  $i$ , межосевых расстояний  $A$ , коэффициентов ширины зубчатых колес  $\psi$ , а также нормалей машиностроения на зубчатые колеса (МН 2793-61 — МН 2865-61, МН 4449-63 — МН 4478-63); эти ограничения, как правило, не дают возможности принять наивыгоднейшее по условию компактности редуктора соотношение параметров передач, а позволяют лишь приблизиться к этому соотношению, считаясь с действующими нормативами;

б) с необходимостью учета удобства сборки и доступности деталей для осмотра и ремонта, смазки передач, конструктивной возможности выполнения вала-шестерни требуемого малого диаметра, унификации деталей и т. п.; эти причины также могут привести к необходимости проектного расчета дополнительных вариантов передач.

При проектировании передач редукторов приходится учитывать большое число условий, многие из которых не могут быть выражены в удобной математической форме. Поэтому, даже при наличии рекомендаций по выбору параметров передач, проектирование, как правило, связано с анализом нескольких вариантов.

Обычно применяемый проектный расчет передач непосредственно по формулам типа (1) и (18) для просчета ряда вариантов неудобен по следующим причинам:

1) сравнительно сложная структура формул предопределяет большую трудоемкость расчета и значительную вероятность ошибок при его выполнении;

2) первая формула не дает наглядного представления о влиянии различных параметров, особенно  $i$ , на межосевое расстояние, несущую способность и габарит-

ные размеры передач, что затрудняет целесообразный выбор параметров, которыми приходится задаваться;

3) расчет по формулам не способствует выявлению оптимального варианта и удлиняет срок проектирования.

В данной книге приведены графики, наглядно показывающие характер зависимости между параметрами и характеристиками передач. Пользуясь приведенным в книге табличным методом, по передаваемой мощности, числу оборотов колеса и другим данным сравнительно просто определяют показатель передачи, являющийся функцией ее геометрических параметров. По величине этого показателя, пользуясь таблицей, выбирают параметры пригодных вариантов. Этот метод с использованием пропорционального интерполирования пригоден для любых передач, но особенно удобен для передач со стандартизованными параметрами.

---

## ГЛАВА I

### ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ. НЕСУЩАЯ СПОСОБНОСТЬ ПЕРЕДАЧ

#### ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

При проектном расчете цилиндрической передачи по контактным напряжениям на поверхностях зубьев определяют ее межосевое расстояние  $A$ :

$$A = (i \pm 1) \sqrt[3]{\left(\frac{290\,000}{[\sigma_k] i}\right)^2 \frac{KN}{\psi \vartheta n_k}} \text{ см}, \quad (1)$$

где  $i$  — передаточное число, большее 1;  
 $[\sigma_k]$  — допускаемое контактное напряжение в месте соприкосновения зубьев в  $\text{кг/см}^2$ ;  
 $N$  — мощность на колесе (передаваемая мощность) в л. с.;  
 $n_k$  — число оборотов колеса в минуту;  
 $K$  — коэффициент дополнительной нагрузки;  
 $\vartheta$  — коэффициент, учитывающий форму зуба; для передач с прямозубыми колесами принимают  $\vartheta = 1$ , с косозубыми —  $\vartheta = 1,35$ , с шевронными —  $\vartheta = 1,25$ ;

$\psi = \frac{B}{A}$  — коэффициент ширины колеса;

$B$  — ширина колеса в см.

Знак плюс в формуле (1) относится к передаче внешнего зацепления (фиг. 1, а), знак минус — к передаче внутреннего зацепления (фиг. 1, б).

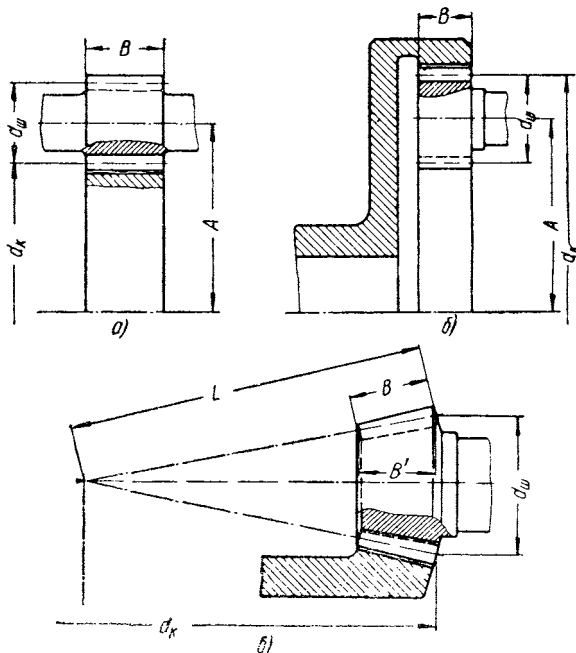
Эта формула применима, когда шестерня и колесо изготовлены из стали с модулем упругости  $E = 2,15 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$  и передача имеет стандартный угол зацепления  $\alpha = 20^\circ$ .



При других материалах зубчатых колес в числитель подкоренного выражения необходимо ввести поправочный коэффициент

$$k_E = \frac{1}{2,15 \cdot 10^6} \cdot \frac{2E_{ш} E_k}{E_{ш} + E_k}, \quad (2)$$

где  $E_{ш}$  и  $E_k$  — модули упругости первого рода для материалов шестерни и колеса.



Фиг. 1. Зубчатые передачи:

*a* — цилиндрическая внешнего зацепления, *б* — цилиндрическая внутреннего зацепления, *в* — коническая.

Если угол зацепления передачи отличается от  $20^\circ$ , то в числитель подкоренного выражения нужно ввести поправочный коэффициент

$$k_\alpha = \frac{\sin 40^\circ}{\sin 2\alpha}, \quad (3)$$

где  $\alpha$  — угол зацепления колес проектируемой передачи.

Возводим значения формулы (1) в куб и группируем входящие в нее члены так, чтобы в левой части равенства расположились величины, определяющие размеры передачи

$$\frac{10}{29^2} \cdot \frac{i^2}{(i \pm 1)^3} \psi A^3 \geq \frac{10^9}{[\sigma_K]^2} \cdot \frac{KN}{\vartheta n_K}. \quad (4)$$

Левая часть равенства характеризует несущую способность передачи в зависимости от ее основных параметров; условимся называть ее *геометрическим показателем несущей способности передачи* и обозначать через  $C$ . Правая часть равенства зависит от нагрузки и допускаемого напряжения; условимся называть ее для краткости *показателем*  $C_0$ .

Очевидно  $C \geq C_0$ .

Геометрический показатель несущей способности передачи

$$C = \frac{10}{29^2} \frac{i^2}{(i \pm 1)^3} \psi A^3. \quad (5)$$

При расчете передач с большим передаточным числом и значительной шириной колес вместо  $\psi$  целесообразнее задаваться относительной шириной шестерни

$$\varphi = \frac{B^*}{d_m},$$

где  $d_m$  — диаметр начальной окружности шестерни.

Эта величина  $\varphi$  лучше характеризует жесткость более слабого звена (шестерни) и работоспособность передачи.

Выразив  $\psi$  через  $\varphi$

$$\psi = \frac{2}{i \pm 1} \varphi \quad (6)$$

и подставив значение  $\psi$  в формулу (5) получим

$$C = \frac{20}{29^2} \frac{i^2}{(i \pm 1)^4} \varphi A^3. \quad (7)$$

---

\* Ширина шестерни принимается равной ширине колеса.

Показатель  $C_0$  равен

$$C_0 = \frac{10^9}{[\sigma_K]^2} \cdot \frac{KN}{\vartheta n_K}, \quad (8)$$

а с учетом поправочных коэффициентов

$$C_0 = 10^9 \frac{k_E}{[\sigma_K]^2} \frac{k_\alpha}{\vartheta} \frac{KN}{n_K}, \quad (9)$$

здесь  $\frac{KN}{n_K}$  характеризует нагрузку передачи,  $\frac{k_E}{[\sigma_K]^2}$  — несущую способность материалов зубчатого колеса и шестерни,  $\frac{k_\alpha}{\vartheta}$  — геометрию зацепления колеса и шестерни.

Принятая группировка величин [см. формулу (4)] позволяет более удобно производить проектный расчет передач. Показатель  $C_0$  определяют по формулам (8), (9) или по соответствующим таблицам. Далее по другим таблицам подбирают передачу, имеющую требуемое значение  $C$ ; это упрощает выбор подходящего варианта из ряда передач со стандартизованными параметрами.

Кроме того, формулы (5) и (7) создают известные удобства для оценки влияния отдельных параметров передачи на ее несущую способность и габаритные размеры.

## КОНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

При проектном расчете конической передачи с углом между осями в  $90^\circ$  обычно определяют конусное расстояние или длину образующей начального конуса  $L$

$$L = \frac{\sqrt{i^2 + 1}}{\psi_L} \sqrt[3]{\left( \frac{290\,000}{[\sigma_K] \left( \frac{1}{\psi_L} - 0,5 \right) i} \right)^2 \frac{KN}{0,85 \vartheta n_K}} \text{ см}, \quad (10)$$

где  $\vartheta$  — коэффициент, учитывающий форму зуба; для передач с прямозубыми колесами принимают  $\vartheta = 1$ , с косозубыми —  $\vartheta = 1,2$ , с колесами, имеющими круговые зубья со средним углом наклона в  $35^\circ$ , —  $\vartheta = 1,75$ ;

$\psi_L = \frac{B}{L}$  — коэффициент ширины колеса;

$B$  — ширина колеса, измеренная по образующей начального конуса, в см.

Остальные обозначения те же, что в формуле (1).

Формула (10), как и формула (1), соответствует наиболее распространенному случаю, когда  $E_{ш} = E_{\kappa} = 2,15 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$  и  $\alpha = 20^\circ$ . Если эти условия не соблюдены, то в числитель под кубичный корень необходимо ввести поправочные коэффициенты  $k_E$  и  $k_\alpha$ , определяемые по формулам (2) и (3).

После возведения значений формулы (10) в куб и группировки членов по указанному ранее признаку [см. формулу (4)] получаем

$$\frac{8,5}{29^2} \frac{i^2}{\sqrt{(i^2+1)^3}} \psi_L^3 \left( \frac{1}{\psi_L} - 0,5 \right)^2 L^3 \geq \frac{10^9}{[\sigma_{\kappa}]^2} \frac{KN}{\vartheta n_{\kappa}}, \quad (11)$$

$$C \geq C_0;$$

$$C = \frac{8,5}{29^2} \frac{i^2}{\sqrt{(i^2+1)^3}} \psi_L^3 \left( \frac{1}{\psi_L} - 0,5 \right)^2 L^3. \quad (12)$$

При расчете передач с  $i \leq 4$  обычно задаются значением  $\psi_L = 0,30 \div 0,35$  из технологических соображений; при этом обеспечивается достаточная жесткость слабого звена (шестерни). Если же  $i > 4$ , то целесообразно задаваться относительной шириной шестерни  $\varphi = \frac{B}{d_{ш}}$  или

$\varphi' = \frac{B'}{d_{ш}}$  (фиг. 1, в), так как эти параметры полнее характеризуют жесткость шестерни с валом.

Выразив  $\psi_L$  через  $\varphi$

$$\psi_L = \frac{2}{\sqrt{i^2+1}} \varphi$$

и подставив значение  $\psi_L$  в формулу (12) получим

$$C = \frac{17}{29^2} \frac{i^2}{(i^2+1)^3} \varphi (\sqrt{i^2+1} - \varphi)^2 L^3. \quad (13)$$

Проделав аналогичные преобразования, используя параметр  $\varphi'$

$$\psi_L = \frac{2}{i} \varphi',$$

получим

$$C = \frac{17}{29^2} \frac{1}{i \sqrt{(i^2 + 1)^3}} \varphi' (i - \varphi')^2 L^3. \quad (14)$$

При  $i=4$  и  $\psi_L = 0,30 \div 0,35$  получаем  $\varphi = 0,618 \div 0,722$  и  $\varphi' = 0,60 \div 0,70$ . Считаем более обоснованным пользоваться параметром  $\varphi$ , значение которого при  $i \geq 4$  можно принимать равным 0,62.

Как видно из формулы (11) для конической передачи показатель  $C_0$  определяется по тем же формулам (8) и (9), что и для цилиндрической передачи.

### ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Проектный расчет червячных передач с цилиндрическими червяками по контактными напряжениям сводится к определению межосевого расстояния  $A$

$$A = \left( \frac{z_k}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{\left( \frac{145\,000}{\frac{z_k}{q} [\sigma_k]} \right)^2 \frac{KN}{n_k}} \text{ см}, \quad (15)$$

где  $z_k$  — число зубьев колеса;

$q$  — число модулей в диаметре делительной окружности червяка;

$[\sigma_k]$  — допускаемое контактное напряжение для материала колеса в  $\text{кг/см}^2$ ;

$N$  — мощность на червячном колесе в л. с.;

$n_k$  — число оборотов колеса в минуту;

$K$  — коэффициент дополнительной нагрузки.

Приведенная формула выведена из условий, что модуль упругости червяка  $E_u = 2,15 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$  (материал червяка — сталь), модуль упругости колеса  $E_k = 0,9 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$  (материал колеса — бронза или серый чугун),  $\alpha = 20^\circ$ .

В случае изменения значений  $E_u$ ,  $E_k$  и  $\alpha$  (встре-

чается весьма редко) в формулу (15) необходимо вводить под корень поправочные коэффициенты

$$k_E = \frac{1}{1,27 \cdot 10^6} \cdot \frac{2E_q E_K}{E_q + E_K}$$

и  $k_\alpha$  по формуле (3).

После возведения значений формулы (15) в куб и перегруппировки членов получаем:

$$\frac{10}{14,5^2} \frac{\left(\frac{z_K}{q}\right)^2}{\left(\frac{z_K}{q} + 1\right)^3} A^3 \geq \frac{10^9}{[\sigma_K]^2} \frac{KN}{n_K}, \quad (16)$$

$$C \geq C_0,$$

$$C = \frac{10}{14,5^2} \frac{\left(\frac{z_K}{q}\right)^2}{\left(\frac{z_K}{q} + 1\right)^3} A^3. \quad (17)$$

Для червячной передачи  $C_0$  определяется также по формулам (8) и (9) при  $\Phi=1$ .

#### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЯ $C_0$

Как было установлено при  $k_\alpha$  и  $k_E$ , принятых равными единице, значение показателя  $C_0$  для всех передач определяется по формуле (8).

$$C_0 = \frac{10^9}{[\sigma_K]^2} \frac{KN}{n_K}.$$

Для цилиндрических и конических передач с прямозубыми колесами и для червячных передач  $\Phi=1$ . Рекомендации по выбору значений  $\Phi$  для других передач даны на стр. 7 и 10.

Коэффициентом дополнительной нагрузки предварительно задаются, для чего можно пользоваться следующими рекомендациями: для цилиндрических и конических передач с прямозубыми колесами, а также для червячных передач  $K=1,3 \div 1,5$  (в среднем  $K=1,4$ ); для цилиндрических и конических передач с непriamoзубыми

колесами  $K=1,2$ . Эти коэффициенты подлежат уточнению при проверочном расчете спроектированной передачи [9]. Допускаемое контактное напряжение  $[\sigma_k]$  для зубчатых передач определяется по формуле

$$[\sigma_k] = kH \sqrt{\frac{10^7}{N_{цэк}}}, \quad (18)$$

где  $k$  — числовой коэффициент, равный: 26 для среднеуглеродистых и среднеуглеродистых легированных сталей в состоянии нормализации или улучшения; 270 для тех же сталей в состоянии объемной закалки; 230—260 для тех же сталей в состоянии закалки токами высокой частоты; 280—320 для цементуемых легированных сталей после цементации и закалки в зависимости от марки стали и твердости сердцевины;

$H$  — твердость материала в единицах  $HB$  для нормализованных и улучшенных сталей, в единицах  $HRC$  для закаленных сталей;

$m$  — показатель степени, принимаемый равным 6;

$N_{цэк}$  — эквивалентное число циклов напряжений при переменной нагрузке, определяемое по формуле

$$N_{цэк} = 60 \Sigma \left( \frac{M_i}{M_{\max}} \right)^{\frac{m}{2}} n_i T_i, \quad (19)$$

где  $M_i$ ,  $n_i$  и  $T_i$  — крутящий момент, число оборотов колеса в минуту и время работы передачи на режиме  $i$  за весь срок службы передачи ( $T$  часов);

$M_{\max}$  — крутящий момент на расчетном режиме наибольшей нагрузки.

При двухрежимном графике работы передачи и постоянном числе оборотов  $n$  имеем:

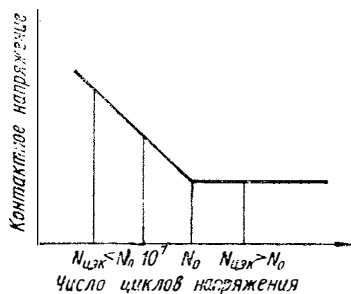
$$N_{цэк} = 60nT \left[ \left( 1 - \frac{T_i}{T} \right) + \left( \frac{M_i}{M_{\max}} \right)^3 \frac{T_i}{T} \right]$$

$$N_{цэк} = k_N 60nT,$$

где  $k_N$  — коэффициент снижения числа циклов, определяемый в зависимости от  $\frac{T_i}{T}$  и  $\frac{M_i}{M_{\max}}$  по

табл. 16.

Если  $N_{цэк}$  по формуле (19) окажется больше числа циклов напряжений  $N_0$  до излома кривой схематизированной диаграммы выносливости, то в этом случае достигается длительный предел выносливости (фиг. 2) и в формулу (18) подставляется вместо  $N_{цэк}$  значение  $N_0$ .



Фиг. 2. Диаграмма выносливости зубьев на контактную прочность (в логарифмической сетке).

Число циклов напряжений  $N_0$  принимают для сталей:

нормализованных	$10^7$
улучшенных до твердости $HV \leq 350$	$3 \cdot 10^7$
закаленных до средней твердости ( $HRC \leq 50$ )	$1,5 \cdot 10^8$
закаленных до высокой твердости ( $HRC \geq 55$ )	$2,5 \cdot 10^8$

Для червячных передач при изготовлении колес из бронз с хорошим сопротивлением заеданию, допускаемое контактное напряжение определяют также из условия отсутствия усталостного выкрашивания. При этом  $N_{цэк}$  подсчитывается по формуле (19) при  $m=8$ , а допускаемое напряжение по формуле

$$[\sigma_k] = (0,75 \div 0,9) \sigma_s \sqrt[m]{\frac{10^7}{N_{цэк}}}, \quad (20)$$

где  $\sigma_s$  — предел прочности материала колеса, равный: для бронзы ОФ 10-1 при отливке в песок —  $1800 \text{ кг/см}^2$ , при отливке в кокиль —  $2600 \text{ кг/см}^2$ ; для бронзы ОНФ при центробежной отливке —  $2900 \text{ кг/см}^2$ .

Если червячное колесо изготовлено из твердых бронз или чугуна, то допускаемое контактное напряжение вы-



бирают из условий отсутствия заедания (контактного схватывания) в зависимости от скорости скольжения червяка по зубьям колеса.

Значения показателя  $C_0$  для различных передач приведены в таблицах 17—19 и 23.

### РАВНОПРОЧНОСТЬ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА В ОДНОЙ ПЕРЕДАЧЕ

По сравнению с шестернями колеса редукторных передач имеют большие размеры, более сложную конфигурацию, изготовление и термическая обработка их встречает технологические трудности. Поэтому на выбор материала для колеса налагаются большие технические и экономические ограничения, чем на выбор материала для шестерни. При расчетах целесообразно задаваться материалом колеса, подбирая затем материал для шестерни из условий равнопрочности<sup>1</sup>.

При работе передачи зубья шестерни и колеса испытывают одинаковые контактные напряжения; для обеспечения их равнопрочности необходимо, чтобы и допускаемые контактные напряжения были одинаковы

$$\frac{[\sigma_k]_k}{[\sigma_k]_{ш}} = 1,$$

где индексами  $k$  и  $ш$  отмечены, здесь и далее, обозначения, относящиеся к колесу и шестерне.

Воспользовавшись формулой (18) получим:

$$\frac{[\sigma_k]_k}{[\sigma_k]_{ш}} = \frac{k_k H_k}{k_{ш} H_{ш}} \sqrt[m]{\frac{N_{цэк. ш}}{N_{цэк. к}}} = 1$$

$$H_{ш} = \frac{k_k}{k_{ш}} H_k \sqrt[m]{\frac{N_{цэк. ш}}{N_{цэк. к}}}. \quad (21)$$

---

\* Не распространяется на цилиндрические передачи с косозубыми колесами при существенной разнице в твердости зубьев колеса и шестерни. Для таких передач допускаемое контактное напряжение выбирают по средней твердости зубьев колеса и шестерни или как среднее из допускаемых напряжений для колеса и шестерни [9].

Если окажется  $N_{цзк.ш} \geq N_{0ш}$  или  $N_{цзк.к} \geq N_{0к}$ , то вместо эквивалентных чисел циклов в последнюю формулу подставляют, соответственно,  $N_{0ш}$  и  $N_{0к}$ .

Возможны следующие расчетные случаи.

1. Расчет ведется по длительному пределу выносливости деталей передачи:  $N_{цзк.ш} \geq N_{0ш}$  и  $N_{цзк.к} \geq N_{0к}$ .

Необходимая твердость поверхности зуба шестерни:

$$H_{ш} = \frac{k_{\kappa}}{k_{ш}} H_{\kappa} \sqrt[m]{\frac{N_{0ш}}{N_{0\kappa}}}. \quad (22)$$

При одинаковых материалах и термической обработке  $k_{\kappa} = k_{ш}$ ,  $N_{0ш} = N_{0к}$  получаем  $H_{ш} = H_{\kappa}$ . Однако при отсутствии закалки рекомендуется твердость зуба шестерни брать на 20—30 единиц  $HВ$  выше твердости зуба колеса.

При различных материалах с разной термической обработкой, если  $k_{ш} = k_{\kappa}$  и  $N_{0ш} \neq N_{0к}$ , то

$$H_{ш} = H_{\kappa} \sqrt[m]{\frac{N_{0ш}}{N_{0\kappa}}}.$$

**Пример.** Шестерня изготовлена из улучшенной стали  $N_{0ш} = 3 \cdot 10^7$ , колесо — из нормализованной стали  $N_{0ш} = 10^7$ ,  $m = 6$ .

$$H_{ш} = H_{\kappa} \sqrt[6]{3} = 1,20 H_{\kappa}.$$

Твердость шестерни должна быть на 20% выше твердости колеса.

Если  $k_{ш} \neq k_{\kappa}$  и  $N_{0ш} \neq N_{0к}$ , то пользуются формулой (22).

**Пример.** Шестерня прямозубая изготовлена из закаленной среднеуглеродистой стали, для которой  $k_{ш} = 270$ ,  $N_{0ш} = 1,5 \cdot 10^8$ , твердость измеряется по Роквеллу; колесо — из улучшенной стали, для которой  $k_{\kappa} = 26$ ,  $N_{0к} = 3 \cdot 10^7$ ,  $H_{\kappa} = 320 HВ$ .

$$H_{ш} = \frac{k_{\kappa}}{k_{ш}} H_{\kappa} \sqrt[6]{\frac{N_{0ш}}{N_{0\kappa}}} = \frac{26}{270} 320 \sqrt[6]{\frac{1,5 \cdot 10^8}{3 \cdot 10^7}} = 40 HRC.$$

2. Расчет ведется на ограниченный срок службы колеса ( $N_{цзк.к} < N_{0к}$ ); для шестерни же получается  $N_{цзк.ш} > N_{0ш}$  и требуется ее рассчитать по длительному пределу выносливости. В этом случае твердость шестерни определяется по формуле

$$H_{ш} = \frac{k_{\kappa}}{k_{ш}} H_{\kappa} \sqrt[m]{\frac{N_{0ш}}{N_{цзк.к}}}. \quad (23)$$

3. Расчет ведется на ограниченный срок службы шестерни и колеса:  $N_{цзк. ш} < N_{0ш}$  и  $N_{цзк. к} < N_{0к}$ . В соответствии с формулой (19) имеем:

$$\frac{N_{цзк. ш}}{N_{цзк. к}} = \frac{n_{ш}}{n_{к}} = i,$$

тогда

$$H_{ш} = \frac{k_{к}}{k_{ш}} H_{к} \sqrt[m]{i}. \quad (24)$$

При  $k_{к} = k_{ш}$  твердость шестерни должна быть увеличена в  $\sqrt[6]{i}$  раз, а в случае разветвленной передачи, когда шестерня одновременно сцепляется с несколькими колесами — в  $\sqrt[6]{pi}$  раз, где  $p$  — число разветвлений. Например, при  $pi = 2, 4, 8$  и  $16$  твердость зубьев шестерни должна быть, соответственно, в 1,12; 1,26; 1,41 и 1,59 раз выше твердости зубьев колеса.

#### РАВНОПРОЧНОСТЬ ПЕРЕДАЧ В ДВУХСТУПЕНЧАТОМ РЕДУКТОРЕ

Для обеспечения равнопрочности передач в редукторе необходимо иметь определенное соотношение геометрических показателей их несущих способностей.

Воспользовавшись формулой (9) для быстроходной и тихоходной ступеней редуктора, получаем условие равнопрочности

$$\frac{C_B}{C_T} = \frac{k_{EB}}{k_{ET}} \frac{k_{aB}}{k_{aT}} \frac{K_{B\vartheta_T}}{K_{T\vartheta_B}} \left( \frac{[\sigma_k]_T}{[\sigma_k]_B} \right)^2 \frac{n_{кT}}{n_{кБ}}, \quad (25)$$

где индексы  $T$  и  $B$  присвоены обозначениям величин, относящимся, соответственно, к тихоходной и быстроходной ступени.

Обычно  $\frac{k_{EB}}{k_{ET}}$  и  $\frac{k_{aB}}{k_{aT}}$  равны 1.

Множитель  $\frac{k_{B\vartheta_T}}{k_{T\vartheta_B}}$  зависит в основном от типа применяемых передач и если принять рекомендованные ранее для проектных расчетов значения  $K$  и  $\vartheta$ , то получим

следующие значения множителя для различных передач:

для одноступенных . . . . .	1,00
для быстроходной прямозубой и тихоходной косозубой . . . . .	1,58
для быстроходной прямозубой и тихоходной шевронной . . . . .	1,46
для быстроходной косозубой и тихоходной прямозубой . . . . .	0,635
для быстроходной косозубой и тихоходной шевронной . . . . .	0,926
для быстроходной шевронной и тихоходной прямозубой . . . . .	0,686

Наиболее часто в редукторах встречаются передачи одинакового типа, наиболее выгодными для небольших редукторов являются косозубые передачи.

Отношение допускаемых контактных напряжений для материалов колес

$$\frac{[\sigma_k]_T}{[\sigma_k]_B} = \frac{k_T}{k_B} \frac{H_T}{H_B} \sqrt[m]{\frac{N_{цзк. Б}}{N_{цзк. Т}}}.$$

Возможны следующие расчетные случаи.

**Первый случай.** Расчет обеих ступеней ведется по длительному пределу выносливости:  $N_{цзк. Б} \geq N_{0Б}$  и  $N_{цзк. Т} \geq N_{0Т}$ .

Если колеса изготовлены из одинаковых материалов с одинаковой термической обработкой, что встречается наиболее часто, то  $\frac{[\sigma_k]_T}{[\sigma_k]_Б} = 1$ .

Если материалы колес различны, то

$$\frac{[\sigma_k]_T}{[\sigma_k]_Б} = \frac{k_T}{k_Б} \frac{H_T}{H_Б} \sqrt[m]{\frac{N_{0 Б}}{N_{0 Т}}}.$$

**Второй случай.** Расчет тихоходной ступени ведется на ограниченный срок службы ( $N_{цзк. Т} < N_{0Т}$ ), но при этом для быстроходной ступени получается  $N_{цзк. Б} > N_{0Б}$  и требуется ее рассчитывать по длительному пределу выносливости

$$\frac{[\sigma_k]_T}{[\sigma_k]_Б} = \frac{k_T}{k_Б} \frac{H_T}{H_Б} \sqrt[6]{\frac{N_{0 Б}}{N_{цзк. Т}}}.$$

**Третий случай.** Расчет обеих ступеней ведется на ограниченный срок службы:  $N_{цэк. Б} < N_{0Б}$  и  $N_{цэк. Т} < N_{0Т}$ .

В соответствии с формулой (19) отношение эквивалентных чисел циклов напряжения равно  $i_T$  и при одинаковых материалах стальных колес получим:

$$\frac{[\sigma_K]_T}{[\sigma_K]_Б} = \sqrt[m]{i_T} = \sqrt[6]{i_T},$$

при разных материалах

$$\frac{[\sigma_K]_T}{[\sigma_K]_Б} = \frac{k_T}{k_Б} \frac{H_T}{H_Б} \sqrt[6]{i_T}.$$

Подставив полученные отношения допускаемых контактных напряжений в исходную формулу (25) найдем: для первого расчетного случая

$$\frac{C_Б}{C_T} = x_1 \frac{1}{i_T}, \quad (26)$$

где 
$$x_1 = \frac{k_{EB}}{k_{ET}} \frac{k_{aБ}}{k_{aT}} \frac{K_{Б\vartheta T}}{K_{T\vartheta Б}} \left( \frac{k_T}{k_Б} \frac{H_T}{H_Б} \right)^2 \sqrt[3]{\frac{N_{0Б}}{N_{0Т}}}; \quad (27)$$

для второго расчетного случая

$$\frac{C_Б}{C_T} = x_2 \frac{1}{i_T}, \quad (28)$$

где 
$$x_2 = \frac{k_{EB}}{k_{ET}} \frac{k_{aБ}}{k_{aT}} \frac{K_{Б\vartheta T}}{K_{T\vartheta Б}} \left( \frac{k_T}{k_Б} \frac{H_T}{H_Б} \right)^2 \sqrt[3]{\frac{N_{0Б}}{N_{цэк. Т}}}; \quad (29)$$

для третьего расчетного случая

$$\frac{C_Б}{C_T} = x_3 \frac{1}{\sqrt[3]{i_T^2}}, \quad (30)$$

где 
$$x_3 = \frac{k_{EB}}{k_{ET}} \frac{k_{aБ}}{k_{aT}} \frac{K_{Б\vartheta T}}{K_{T\vartheta Б}} \left( \frac{k_T}{k_Б} \frac{H_T}{H_Б} \right)^2. \quad (31)$$

Значения коэффициентов  $x_1$ ,  $x_2$  и  $x_3$  могут быть заранее подсчитаны, если выбраны схема редуктора, тип передач, соотношения между относительными ширина-

ми шестерен и материалы зубчатых колес. Для наиболее часто встречающихся редукторов с однотипными передачами и колесами из одинаковых материалов можно принять

$$x_1 \approx 1, \quad x_2 \approx \sqrt[3]{\frac{N_{0\text{ Б}}}{N_{\text{цзк. Г}}}} > 1, \quad x_3 \approx 1.$$

Полученные условия равнопрочности передач против контактных разрушений для различных расчетных случаев удобно использовать для выявления оптимальных соотношений параметров передач. Нахождение параметров в дальнейшем сделано подробно для первого расчетного случая и  $x_1=1$ , то есть для редукторов, рассчитываемых по длительному пределу выносливости при одинаковых расчетных условиях для обеих ступеней.

Результаты исследования могут быть распространены и на второй расчетный случай, если некоторым увеличением твердости колеса быстроходной ступени или другим путем обеспечить  $x_2=1$ .

С целью исследования зависимости в широком диапазоне изменения параметров наибольшее значение передаточного числа для отдельных передач принято равным 10, что превышает практически целесообразные границы (в приложении к ГОСТ 2185-55  $i_{\text{Б}}$  доходит до 9, в нормале машиностроения МН 2734-62 — до 6,3).

Если передаточное число ограничить значением, меньшим 10, для получения достаточно большого диаметра шестерни и достаточно жесткого входного вала редуктора, то, естественно, часть оптимальных соотношений параметров комплектов передач по табл. 2—10 отпадает.

Свои коррективы в оптимальные соотношения параметров могут внести также и другие дополнительные требования, предъявляемые к комплектам передач (см. стр. 5), что позволяет лишь приблизиться к соотношению параметров, установленных из условия получения наименьших суммарных межосевых расстояний или габаритных размеров. Кроме того, некоторые исходные положения, например  $\psi_{\text{Б}} = \psi_{\text{Г}}$ , дают практически мало пригодные или явно нецелесообразные по другим признакам решения (часть табл. 2, табл. 7), которые не рекомендуются для использования при проектировании и приводятся для сравнения, что и оговорено в дальнейшем.

## ГЛАВА II

### ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА РАЗМЕРЫ ОДНОЙ ПЕРЕДАЧИ (одноступенчатые редукторы)

#### ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ НА МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ ПЕРЕДАЧИ

Получение достаточно компактных механизмов является наиболее общей задачей конструирования, так как при прочих равных условиях габариты оказывают прямое влияние на экономические показатели механизма — металлоемкость, трудоемкость и стоимость. Поэтому при проектировании и расчете зубчатых передач вполне оправдано стремление получить наименьшие возможные размеры передачи, особенно если это обеспечивается путем оптимального выбора соотношения геометрических параметров передачи, а не за счет повышения качества материалов зубчатых колес, введения термической обработки и других мероприятий, усложняющих технологию изготовления и, следовательно, являющихся причиной повышения стоимости механизма.

Во многих случаях встраивания передачи в редуктор на габариты последнего оказывает наибольшее влияние *межосевое расстояние*  $A$ , которое принимается за основной размер передачи и определяется при проектном расчете. Размеру  $A$  пропорциональны диаметры колеса и шестерни передачи при заданном  $i$ .

Вторым основным размером передачи является *ширина колеса*  $B$ , которая входит слагаемым в осевой габарит редуктора. Поскольку размер  $B$  оказывает меньшее влияние на габариты передачи, чем размер  $A$ , при проектном расчете задаются относительной вели-

чиной  $B$  в виде коэффициента ширины колеса  $\psi = \frac{B}{A}$ , тогда  $B = \psi A$ , или в виде относительной ширины шестерни  $\varphi = \frac{B}{d_{ш}}$ , лучше учитывающей жесткость слабого звена передачи, тогда  $B = \frac{2\varphi}{i+1} A$ . В том и другом случае влияние основного размера  $A$  распространяется также на осевой габарит механизма.

Из сказанного ясно, что при проектировании в первую очередь необходимо получить наименьшее межосевое расстояние передачи  $A$ ; это должно сочетаться с целесообразным выбором  $\psi$  или  $\varphi$ .

Для того чтобы проанализировать влияние различных параметров передачи на размер  $A$ , можно воспользоваться непосредственно формулой (1). Однако, представляется более удобным использовать формулы (5) и (7), решив которые относительно  $A$ , получим:

$$A = 4,38 \sqrt[3]{\frac{(i+1)^3}{i^2} \frac{C}{\psi}}; \quad (32)$$

$$A = 3,48 \sqrt[3]{\frac{(i+1)^4}{i^2} \frac{C}{\varphi}}. \quad (33)$$

Меньшее значение  $A$  получается при  $C$ , равном  $C_0$ , которое определяется по формуле (8) или (9). Примем  $C$  за постоянную величину и проанализируем характер зависимости  $A$  от  $i$ ,  $\psi$  и  $\varphi$ .

При заданном  $i$  межосевое расстояние  $A$  представляет собою простую степенную функцию  $\psi$  или  $\varphi$  вида  $A = \frac{c'}{\sqrt[3]{\psi}}$  или  $A = \frac{c'}{\sqrt[3]{\varphi}}$ , не имеющую минимума на

интересующем нас участке\*.

При заданном  $\psi$  зависимость между  $A$  и  $i$  имеет более сложный вид

$$A = c' \frac{i+1}{\sqrt[3]{i^2}}.$$

---

\* Здесь и далее через  $c'$  обозначены коэффициенты пропорциональности различной величины.



Определим, имеет ли эта функция минимум на рабочем участке при  $i=1-10$ .

$$\frac{\partial A}{\partial i} = \frac{c'}{3} i^{-\frac{2}{3}} (1 - 2i^{-1}) = 0.$$

При  $i^{-\frac{2}{3}} = 0$  получаем  $i = \infty$ , что выходит за пределы обусловленного участка, следовательно,  $i^{-\frac{2}{3}} \neq 0$ ; при  $1 - 2i^{-1} = 0$  получим  $i = 2$ ,  $A_{\min} = c' \frac{3}{\sqrt[3]{4}}$ .

После подстановки  $c' = 4,38 \sqrt[3]{\frac{C}{\psi}}$  получаем:

$$A_{\min} = 8,28 \sqrt[3]{\frac{C}{\psi}} \quad \text{при } i = 2.$$

При заданном  $\varphi$  зависимость между  $A$  и  $i$  имеет вид

$$A = c' \sqrt[3]{\frac{(i+1)^4}{i^2}}.$$

Анализ этой зависимости дает

$$A_{\min} = 5,52 \sqrt[3]{\frac{C}{\varphi}} \quad \text{при } i = 1.$$

На фиг. 3 показан характер изменения межосевого расстояния  $A$  в зависимости от  $\psi$ ,  $\varphi$  и  $i$ . Из графика видно, что передаточное число существенно влияет на основной размер передачи  $A$ . Правильный выбор  $i$  дает возможность сокращения габаритных размеров редуктора.

Проведенный анализ соответствует случаю, когда  $C$  задано, а следовательно, остается постоянным  $\frac{N}{n_{\kappa}}$  или крутящий момент на колесе  $M_{\kappa}$ . Реже встречается необходимость проектировать передачу по заданному отношению  $\frac{N}{n_{ш}}$  или крутящему моменту на шестерне  $M_{ш}$

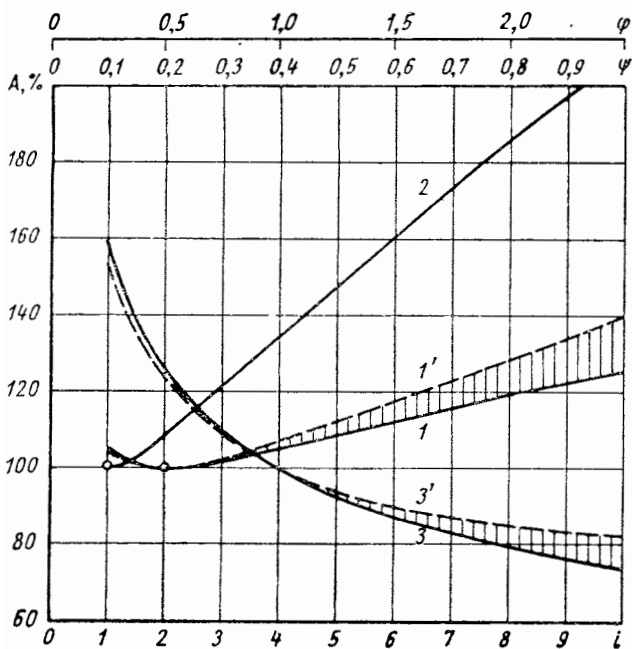
(см. стр. 30). В этом случае постоянным будет уже не  $C$ , а  $Ci$  и межосевое расстояние получается

$$A = \frac{i+1}{\sqrt[3]{i}} \sqrt[3]{\frac{290\,000^2}{[\sigma_K]^2} \frac{KN}{\psi \theta n_{ш}}};$$

$$A = c' \frac{i+1}{\sqrt[3]{i}} \quad \text{при заданном } \psi;$$

$$A = c' \sqrt[3]{\frac{(i+1)^4}{i}} \quad \text{при заданном } \varphi.$$

Исследование этих функций показывает, что  $A$  не имеет минимума, когда  $i$  остается в пределах 1—10.

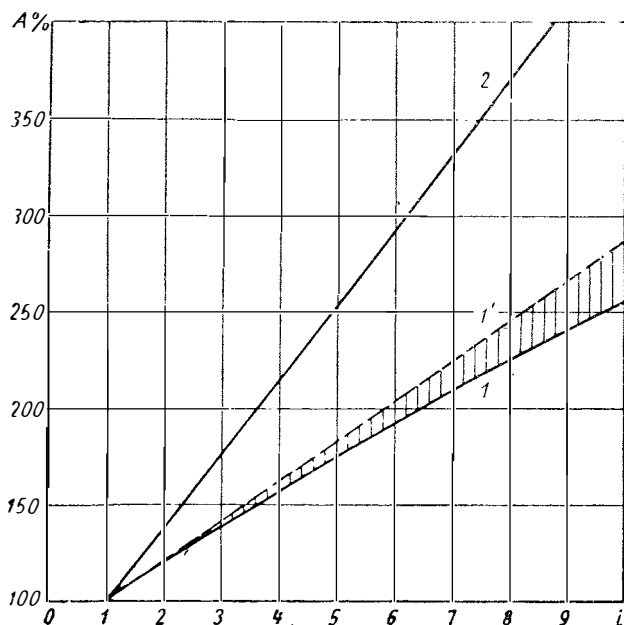


Фиг. 3. Зависимость межосевого расстояния  $A$ :

1—от  $i$  при  $\psi = \text{const}$  для полностью прирабатывающихся передач; 1'—от  $i$  при  $\psi = \text{const}$  для неприрабатывающихся передач; 2—от  $i$  при  $\varphi = \text{const}$ ; 3—от  $\psi$  или  $\varphi$  при  $i = \text{const}$  для полностью прирабатывающихся передач; 3'—от  $\psi$  или  $\varphi$  при  $i = \text{const}$  для неприрабатывающихся передач (зависимости даны при постоянных  $M_K$ ).

На фиг. 4 показано изменение  $A$  в зависимости от  $i$  при постоянном крутящем моменте на шестерне  $M_{ш}$ . Из сопоставления фиг. 3 и 4 видно, что  $A$  при увеличении  $i$

возрастает значительно интенсивнее, когда задана постоянная величина крутящего момента на шестерне  $M_{ш}$ , а не на колесе  $M_k$ , а также когда остается постоянным коэффициент  $\varphi$ , а не  $\psi$ . Последнее обстоятельство объясняется возрастанием относительной ширины шестерни с увеличением  $i$  при  $\psi = \text{const}$ .



Фиг. 4. Зависимость межосевого расстояния  $A$  от  $i$ :  
 1—при  $\psi = \text{const}$  для полностью прирабатывающихся передач; 1'—при  $\psi = \text{const}$  для неприрабатывающихся передач; 2—при  $\varphi = \text{const}$  (зависимости даны при постоянных  $M_{ш}$ ).

Для оценки влияния передаточного числа  $i$  на несущую способность передач при постоянном  $A$  запишем формулы (5) и (7) в следующем виде:

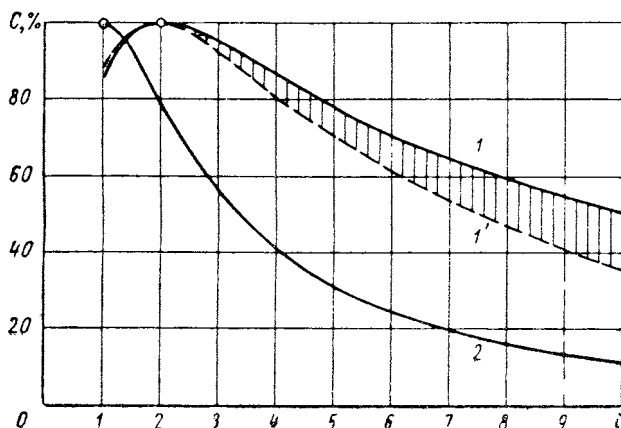
$$C = c' \frac{i^2}{(i+1)^3};$$

$$C = c' \frac{i^2}{(i+1)^4}.$$

Первая из этих формул соответствует случаю  $\psi = \text{const}$ , вторая — случаю  $\varphi = \text{const}$ . Показатель несущей

способности  $C=C_0$  пропорционален отношению  $\frac{N}{n_k}$  или  $M_k$ . Анализ указанных функций показывает, что они имеют максимумы соответственно при  $i=2$  и  $i=1$ .

На фиг. 5 показан характер зависимости  $C$  от  $i$  в относительных единицах. Исследования зависимостей между параметрами одной передачи выполнены при неиз-



Фиг. 5. Зависимость геометрического показателя несущей способности передачи  $C$  от  $i$ :

1—при  $\psi=\text{const}$  для полностью прирабатывающихся передач; 1'—при  $\psi=\text{const}$  для неприрабатывающихся передач; 2—при  $\varphi=\text{const}$ .

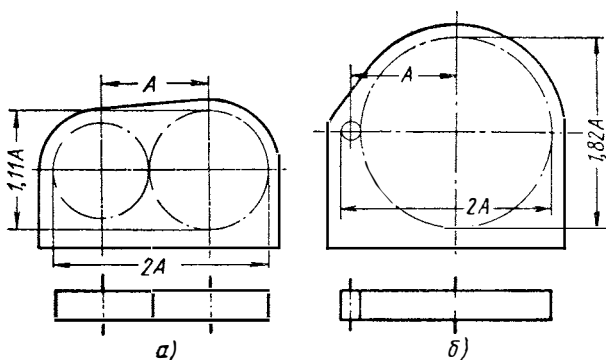
менных расчетных условиях. Однако при анализе влияния  $\varphi$  и  $\psi$  или  $i$  (при постоянном  $\psi$ ) на  $A$  и  $C$  существенно изменяется относительная ширина шестерни  $\varphi$ . Это обстоятельство для неприрабатывающихся или частично прирабатывающихся передач может привести к заметным колебаниям коэффициента концентрации нагрузки по длине зуба  $K_{кц}$  и повлиять на характер рассмотренных ранее зависимостей.

Если учесть влияние  $K_{кц}$  на  $A$  и  $C$ , выбрав рекомендуемые для одноступенчатых редукторов значения этого коэффициента в зависимости от  $\varphi$  [5] и приняв постоянное значение  $\psi=0,4$ , то на фиг. 3—5 вместо кривых 1 и 3 получим новые кривые 1' и 3'. (Кривые 1 и 3 относятся к полностью прирабатывающимся, а 1' и 3' к не-

прирабатываемым передачам); соответствующие же кривые для частично прирабатываемых передач размещены в заштрихованных зонах.

### ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ НА ГАБАРИТНЫЕ РАЗМЕРЫ ПЕРЕДАЧИ

Межосевое расстояние  $A$  и коэффициент ширины колеса  $\psi$  влияют на габариты редуктора (диаметры колеса и шестерни пропорциональны  $A$ , а ширина колеса —  $A$  и  $\psi$ ) и ими пользуются для оценки размеров передачи. Однако эти параметры недостаточно характеризуют



Фиг. 6. Относительные габаритные размеры передачи одноступенчатого редуктора с одинаковыми  $A$  и  $\psi$ :

$a$ —при  $i=1,25$ ;  $б$ —при  $i=10$ .

габариты самой передачи и связанные с ними габаритные размеры и вес одноступенчатого редуктора. На фиг. 6 показаны две передачи с одинаковыми  $A$  и  $\psi$ , но различными  $i$ ; как видно, габаритный размер по вертикали у передачи с малым  $i$  получается значительно меньшим.

Очевидно, за показатели габаритных размеров редуктора целесообразно принимать не  $A$  и  $\psi$ , а габаритные размеры самой передачи в трех взаимно-перпендикулярных направлениях.

Габаритные размеры передачи для простоты определяем по делительным окружностям колеса и шестерни без учета высоты головок зуба и по ширине колеса без

учета некоторого конструктивного увеличения ширины шестерни против ширины колеса.

Выразим габаритные размеры передачи через ее основные параметры (фиг. 7):

а) продольный габарит

$$l = 2A;$$

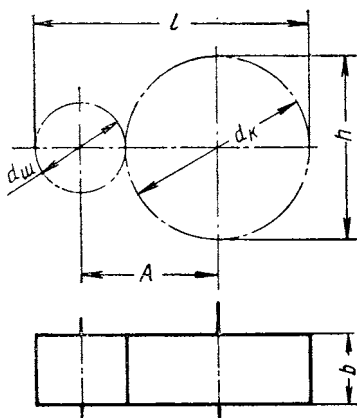
б) поперечный габарит

$$h = \frac{2i}{i+1} A;$$

в) осевой габарит

$$b = B = \psi A \quad \text{или}$$

$$b = \frac{2\varphi}{i+1} A.$$



Фиг. 7. Схема одной передачи.

Габариты передачи определяются тремя размерами  $l$ ,  $h$  и  $b$ ; для сравнения передач с различными соотношениями этих размеров установим приведенный показатель габарита в виде некоторой функции  $l$ ,  $h$  и  $b$ . В качестве такой функции примем произведение всех трех габаритных размеров передачи

$$V = lhb$$

и назовем  $V$  *объемным показателем габарита передачи*. В прямой зависимости от  $V$  находятся размеры, вес, металлоемкость и стоимость редуктора.

Хотя строгой пропорциональности между показателем  $V$  и весом редуктора нет, все же при однотипных конструкциях в первом приближении эти величины можно принять за пропорциональные по следующим причинам: при одинаковых  $V$  более вытянутая форма параллелепипеда со сторонами  $l$ ,  $h$ ,  $b$  способствует увеличению веса редуктора, из-за большей площади стенок его корпуса. При этом получается больший диаметр колеса, меньшие силы передаются на валы и опоры, что, наоборот, облегчает конструкцию валов, подшипниковых узлов и корпуса. Указанные обстоятельства частично компенсируют друг друга.

Выразив  $V$  через значения  $l$ ,  $h$  и  $b$

$$V = \frac{4i}{i+1} \psi A^3, \quad (34)$$

а затем определив из формулы (5) произведение  $\psi A^3$  и подставив его в формулу (34), получим:

$$V = 336,4 \frac{(i+1)^2}{i} C. \quad (35)$$

Как видно из полученной формулы, объемный показатель габарита передачи пропорционален геометрическому показателю ее несущей способности  $C$  и некоторой функции передаточного числа. Отсюда следует, что значение  $\psi$  не влияет на показатель габарита.

При проектировании привода чаще задается крутящий момент  $M_k$  или отношение  $\frac{N}{n_k}$  на колесе, а передаточное число редуктора может изменяться; в этом случае при прочих равных условиях получим следующую зависимость показателя габарита от передаточного числа:

$$V = c' \frac{(i+1)^2}{i}. \quad (36)$$

Реже встречаются случаи, когда задается крутящий момент  $M_{ш}$  или отношение  $\frac{N}{n_{ш}}$  на шестерне также с возможностью изменения передаточного числа  $i$ .

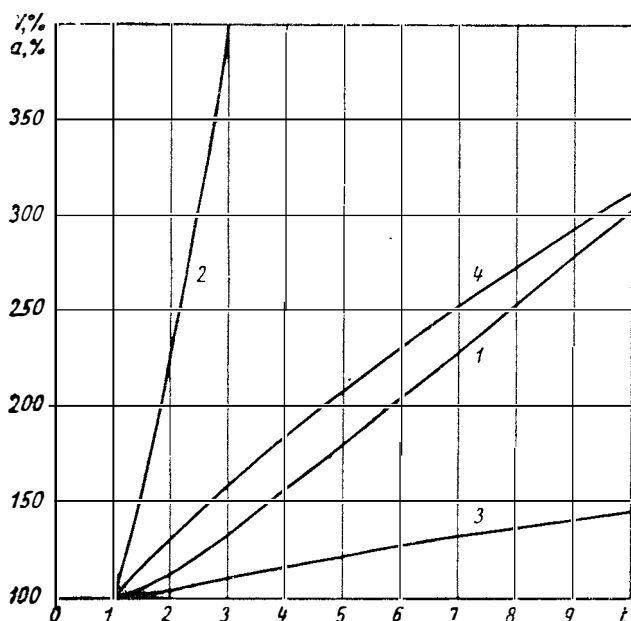
Примером может служить редуктор, приводимый в движение через муфту от уже выбранного электродвигателя и передающий движение машине через другие проектируемые передачи; тогда при прочих равных условиях зависимость  $V$  от  $i$  будет

$$V = c' (i+1)^2. \quad (37)$$

Если  $i$  велико и из соображений, высказанных на стр. 9, целесообразно задаваться относительной шириной шестерни  $\varphi$ , то

$$V = \frac{8i}{(i+1)^2} \varphi A^3. \quad (38)$$

После подстановки значения  $\varphi A^3$  из формулы (7) получаем уже известную зависимость [формула (35)] между  $V$  и  $C$ ; следовательно, величина  $\varphi$  также не влияет на показатель габарита  $V$  при заданном  $C$ . При заданных  $M_k$  и  $M_{ш}$  остаются справедливыми соответственно формулы (36) и (37).



Фиг. 8. Зависимость объемного показателя габаритов передачи  $V$  и среднего линейного габарита  $a$  от  $i$ :

1 —  $V = f(i)$  при  $M_k = \text{const}$ ; 2 —  $V = f(i)$  при  $M_{ш} = \text{const}$ ; 3 —  $a = f(i)$  при  $M_k = \text{const}$ ; 4 —  $a = f(i)$  при  $M_{ш} = \text{const}$ .

Зависимость показателя габарита передачи  $V$  от  $i$  при постоянных  $M_k$  и  $M_{ш}$  иллюстрируется кривыми 1 и 2 на фиг. 8.

Хотя объемный показатель габарита передачи характеризует вес, металлоемкость и стоимость проектируемого редуктора, но по его значению трудно оценить линейные размеры передачи и редуктора при компоновке привода. Поэтому введем *линейный показатель габарита*



рита передачи или средний линейный габарит  $a$ , определяемый по формуле

$$a = \sqrt[3]{V} = \sqrt[3]{lhb}.$$

Физически  $a$  представляет собою длину стороны куба, объем которого  $V$  равен объему параллелепипеда со сторонами, равными габаритным размерам передачи  $l$ ,  $h$  и  $b$ .

Пользуясь средним линейным габаритом  $a$  как критерием компактности конструкции, удобно представить себе изменения линейных размеров передачи.

Вследствие простой зависимости между  $a$  и  $V$  легко, воспользовавшись формулой (35), написать формулу, связывающую  $a$  с  $C$ :

$$a = 6,95 \sqrt[3]{\frac{(i+1)^2}{i}} \sqrt[3]{C}, \quad (39)$$

а также зависимости  $a$  от  $i$  при постоянных  $\frac{N}{n_k}$  или  $M_k$  и постоянных  $\frac{N}{n_{ш}}$  или  $M_{ш}$  и прочих равных условиях:

$$a = c' \sqrt[3]{\frac{(i+1)^2}{i}} \quad \text{при } M_k = \text{const};$$

$$a = c' \sqrt[3]{(i+1)^2} \quad \text{при } M_{ш} = \text{const}.$$

Характер зависимости между средним линейным габаритным размером передачи  $a$  и передаточным числом  $i$  при постоянных  $M_k$  и  $M_{ш}$  иллюстрируется кривыми 3 и 4 на фиг. 8.

В табл. 1 приведены параметры и характеристики одноступенчатых редукторов с  $i$  от 1,25 до 10. Табличные данные подсчитаны по формулам (32), (33) и (35); значения  $C = C_0$  определяют по формулам (8) или (9) или по табл. 17—19.

# 1. Параметры и характеристики передач одноступенчатого редуктора

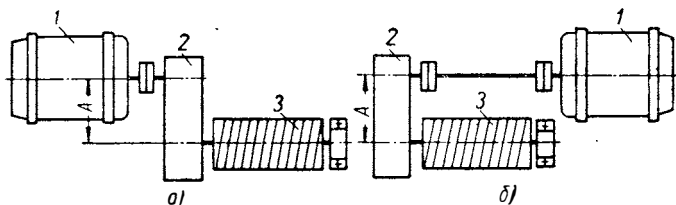
$t$	$\psi = \frac{B}{A}$	$A$ в см		$V$ в см <sup>3</sup>	$a$ в см
1,25	0,889 $\varphi$	8,50 $\sqrt[3]{\frac{C}{\psi}}$	8,87 $\sqrt[3]{\frac{C}{\varphi}}$	1365 $C$	11,09 $\sqrt[3]{C}$
1,6	0,769 $\varphi$	8,33 $\sqrt[3]{\frac{C}{\psi}}$	9,08 $\sqrt[3]{\frac{C}{\varphi}}$	1420 $C$	11,24 $\sqrt[3]{C}$
2	0,667 $\varphi$	8,28 $\sqrt[3]{\frac{C}{\psi}}$	9,48 $\sqrt[3]{\frac{C}{\varphi}}$	1515 $C$	11,48 $\sqrt[3]{C}$
2,5	0,571 $\varphi$	8,32 $\sqrt[3]{\frac{C}{\psi}}$	10,03 $\sqrt[3]{\frac{C}{\varphi}}$	1650 $C$	11,82 $\sqrt[3]{C}$
3,15	0,482 $\varphi$	8,45 $\sqrt[3]{\frac{C}{\psi}}$	10,80 $\sqrt[3]{\frac{C}{\varphi}}$	1840 $C$	12,25 $\sqrt[3]{C}$
4	0,400 $\varphi$	8,70 $\sqrt[3]{\frac{C}{\psi}}$	11,80 $\sqrt[3]{\frac{C}{\varphi}}$	2100 $C$	12,80 $\sqrt[3]{C}$
5	0,333 $\varphi$	8,98 $\sqrt[3]{\frac{C}{\psi}}$	12,97 $\sqrt[3]{\frac{C}{\varphi}}$	2420 $C$	13,43 $\sqrt[3]{C}$
6,3	0,274 $\varphi$	9,37 $\sqrt[3]{\frac{C}{\psi}}$	14,46 $\sqrt[3]{\frac{C}{\varphi}}$	2850 $C$	14,18 $\sqrt[3]{C}$
8	0,222 $\varphi$	9,85 $\sqrt[3]{\frac{C}{\psi}}$	16,30 $\sqrt[3]{\frac{C}{\varphi}}$	3410 $C$	15,05 $\sqrt[3]{C}$
10	0,182 $\varphi$	10,40 $\sqrt[3]{\frac{C}{\psi}}$	18,38 $\sqrt[3]{\frac{C}{\varphi}}$	4075 $C$	15,97 $\sqrt[3]{C}$

### ГЛАВА III

## ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА РАЗМЕРЫ КОМПЛЕКТА ИЗ ДВУХ ПЕРЕДАЧ ПО РАЗВЕРНУТОЙ СХЕМЕ (двухступенчатые трехосные редукторы)

### КРИТЕРИИ ДЛЯ ОЦЕНКИ РАЗМЕРОВ КОМПЛЕКТА ПЕРЕДАЧ

Размеры двухступенчатых редукторов находятся в прямой зависимости от размеров комплекта двух последовательно соединенных передач. За основной размер этого комплекта принимают *суммарное межосевое расстояние  $A$* , равное расстоянию между осями входного и выходного валов редуктора, и влияющее на взаимное расположение узлов привода. Обычно стремятся полу-



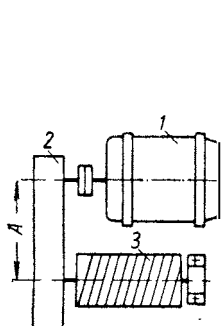
Фиг. 9. Схема привода механизма подъема крана при малом межосевом расстоянии в редукторе:

1 — электродвигатель, 2 — редуктор, 3 — канатный барабан.

чить редуктор с наименьшим  $A$ , но в отдельных случаях некоторое увеличение межосевого расстояния приводит к более удачной компоновке машины и к сокращению ее габаритных размеров. Примером может служить привод механизма подъема крана (фиг. 9 и 10).

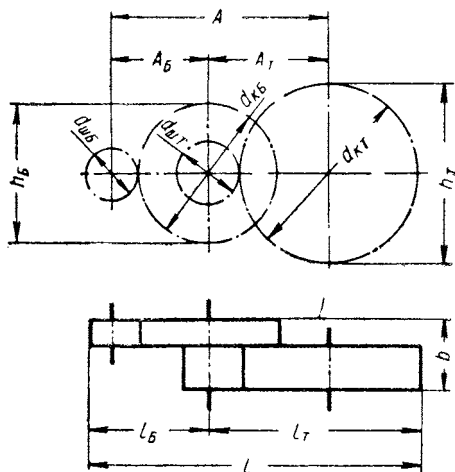
Если принята схема привода по фиг. 9, а, то сокращение межосевого расстояния  $A$  дает уменьшение попе-

речного габарита привода. Если электродвигатель и канатный барабан располагаются по одну сторону редуктора, то увеличение  $A$  позволяет расположить электродвигатель и барабан рядом, то есть перейти от менее компактной схемы по фиг. 9, б к более компактной схеме по фиг. 10.



Фиг. 10. Схема привода механизма подъема крана при большом межосевом расстоянии в редукторе:

1 — электродвигатель, 2 — редуктор, 3 — канатный барабан.



Фиг. 11. Комплект из двух передач по развернутой схеме.

Для характеристики габаритных размеров комплекта из двух передач воспользуемся *объемным показателем габарита передач*  $V$ , а также *средним линейным габаритом комплекта передач*  $a = \sqrt[3]{V}$ .

Выразим основные и габаритные размеры комплекта через основные параметры входящих в него передач (фиг. 11):

а) суммарное межосевое расстояние

$$A = A_б + A_г;$$

б) продольный габарит

$$l = l_б + l_г = \frac{i_б + 2}{i_б + 1} A_б + \frac{2i_г + 1}{i_г + 1} A_г;$$

в) поперечный габарит

$$h_T = d_{\kappa T} = \frac{2i_T}{i_T + 1} A_T \quad \text{при } h_B \leq h_T,$$

$$h_B = d_{\kappa B} = \frac{2i_B}{i_B + 1} A_B \quad \text{при } h_B \geq h_T;$$

г) осевой габарит

$$b = \psi_B A_B + \psi_T A_T.$$

Объемные показатели габарита комплекта передач;

$$V_T = h_T l b \quad \text{при } h_B \leq h_T;$$

$$V_B = h_B l b \quad \text{при } h_B \geq h_T.$$

Из двух последних уравнений имеем

$$V_B = \frac{h_B}{h_T} V_T.$$

Подставив в формулы для  $V_T$  и  $V_B$  ранее приведенные выражения для габаритных размеров комплекта передач и заменив  $i_B$  через  $\frac{i}{i_T}$ , после некоторых преобразований получаем:

$$V_T = \frac{2i_T}{i_T + 1} \left( \frac{i + 2i_T}{i + i_T} \frac{A_B}{A_T} + \right. \\ \left. + \frac{2i_T + 1}{i_T + 1} \right) \left( \frac{\psi_B}{\psi_T} \frac{A_B}{A_T} + 1 \right) \psi_T A_T^3; \quad (40)$$

$$V_B = \frac{2i}{i + i_T} \left( -\frac{i + 2i_T}{i + i_T} \frac{A_B}{A_T} + \frac{2i_T + 1}{i_T + 1} \right) \times \\ \times \left( \frac{\psi_B}{\psi_T} \frac{A_B}{A_T} + 1 \right) \frac{A_B}{A_T} \psi_T A_T^3; \quad (41)$$

$$V_B = \frac{i}{i_T} \frac{i_T + 1}{i + i_T} \frac{A_B}{A_T} V_T. \quad (42)$$

В случаях, указанных на стр. 9, удобнее пользоваться относительной шириной шестерен  $\varphi$ , поэтому для получения соответствующих формул подставим в формулы (40) и (41) выражения

$$\psi_T = \frac{2}{i_T + 1} \varphi_T$$

и

$$\psi_B = \frac{2}{i_B + 1} \varphi_B = \frac{2i_T}{i + i_T} \varphi_B$$

и получим

$$V_T = \frac{4i_T}{i_T + 1} \left( \frac{i + 2i_T}{i + i_T} \frac{A_B}{A_T} + \frac{2i_T + 1}{i_T + 1} \right) \times \\ \times \left( \frac{i_T}{i + i_T} \frac{\varphi_B}{\varphi_T} \frac{A_B}{A_T} + \frac{1}{i_T + 1} \right) \varphi_T A_T^3; \quad (43)$$

$$V_B = \frac{4i}{i + i_T} \left( \frac{i + 2i_T}{i + i_T} \frac{A_B}{A_T} + \frac{2i_T + 1}{i_T + 1} \right) \times \\ \times \left( \frac{i_T}{i + i_T} \frac{\varphi_B}{\varphi_T} \frac{A_B}{A_T} + \frac{1}{i_T + 1} \right) \frac{A_B}{A_T} \varphi_T A_T^3. \quad (44)$$

Выведенные формулы дают зависимость между объемным показателем габарита комплекта передач и их геометрическими параметрами. Последние выбираются из условия равнопрочности быстроходной и тихоходной ступени по контактным напряжениям.

На основные и габаритные размеры комплекта передач двухступенчатого редуктора влияет не только его общее передаточное число  $i$ , но и распределение передаточных чисел между ступенями. Теоретически предельные случаи распределения передаточных чисел  $i_B = 1$ ,  $i_T = i$  и  $i_B = i$ ,  $i_T = 1$  (когда одна из передач вовсе не используется для редуцирования) явно нецелесообразны при любом значении  $i$  и, следовательно, существуют некоторые промежуточные оптимальные соотно-

шения передаточных чисел, которые можно определить из условий получения наименьшего суммарного межосевого расстояния  $A$  или наименьших габаритных размеров комплекта передач — показателей  $V$  и  $a$ .

## ПОЛУЧЕНИЕ НАИМЕНЬШЕГО МЕЖОСЕВОГО РАССТОЯНИЯ ДЛЯ ОБЕИХ ПЕРЕДАЧ

Решение задачи в общем виде дается для всех трех расчетных случаев при разных расчетных условиях (см. стр. 19—20). Однако анализ полученных зависимостей выполнен только для первого расчетного случая — расчета передач по длительному пределу выносливости при одинаковых расчетных условиях для обеих передач ( $\kappa_1 = 1$ ).

Получение наименьшего суммарного межосевого расстояния при заранее выбранных  $\psi_B$  и  $\psi_T$  базируется на формуле (32), которая для тихоходной ступени приобретает вид

$$A_T = 4,38 \sqrt[3]{\frac{(i_T + 1)^3}{i_T^2} \frac{C_T}{\psi_T}}, \quad (45)$$

для быстроходной ступени

$$A_B = 4,38 \sqrt[3]{\frac{(i_B + 1)^3}{i_B^2} \frac{C_B}{\psi_B}}.$$

Для первого расчетного случая условие равнопрочности передач выражено формулой (26).

Учитывая последнюю зависимость и подставив вместо  $i_B$  выражение  $\frac{i}{i_T}$ , получаем:

$$A_B = 4,38 \sqrt[3]{\frac{(i + i_T)^3}{i^2 i_T^2} \frac{C_T}{\psi_B} \kappa_1}.$$

Суммарное межосевое расстояние

$$A = A_B + A_T = \frac{4,38}{\sqrt[3]{i_T^2}} \left( \sqrt[3]{\frac{\psi_T}{\psi_B} \kappa_1} \frac{i + i_T}{\sqrt[3]{i^2}} + i_T + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{C_T}{\psi_T}}. \quad (46)$$

Из уравнения (46) получим формулу для наименьшего межосевого расстояния  $A_{\min}$  и определим  $i_T$ , при котором оно получается.

Для этого берем частную производную функции по  $i_T$ , приравниваем ее нулю и решаем полученное уравнение относительно  $i_T$

$$i_T = 2 \frac{\sqrt[3]{i^2} + i \sqrt[3]{\frac{\psi_T}{\psi_B} z_1}}{\sqrt[3]{i^2} + \sqrt[3]{\frac{\psi_T}{\psi_B} z_1}}. \quad (47)$$

При этом значении  $i_T$  функция  $A$  имеет минимум. Подставляя  $i_T$  в формулу (46), получаем:

$$A_{\min} = 8,28 \sqrt[3]{\frac{1}{i^2} \left( \sqrt[3]{i^2} + i \sqrt[3]{\frac{\psi_T}{\psi_B} z_1} \right) \times \dots \times \left( \sqrt[3]{i^2} + \sqrt[3]{\frac{\psi_T}{\psi_B} z_1} \right)^2 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\psi_T}}}. \quad (48)$$

В частном случае, когда  $\psi_B = \psi_T$  и  $z_1 = 1$ , формулы (47) и (48) принимают вид:

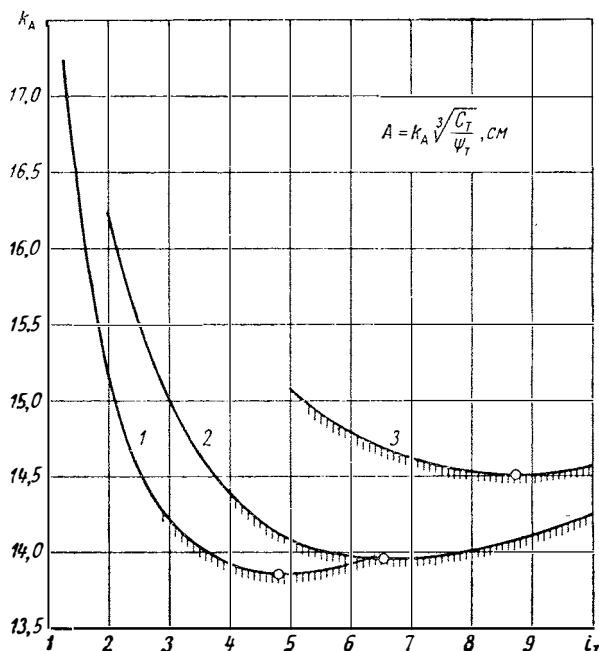
$$i_T = 2 \frac{\sqrt[3]{i^2} + i}{\sqrt[3]{i^2} + 1}$$

$$A_{\min} = 8,28 \sqrt[3]{\frac{(\sqrt[3]{i^2} + i)(\sqrt[3]{i^2} + 1)^2}{i^2}} \sqrt[3]{\frac{C_T}{\psi_T}}. \quad (49)$$

Зависимость  $A$  от  $i_T$  при  $\psi_B = \psi_T$  для редукторов с передаточными числами  $i=8, 20$  и  $50$  показана на фиг. 12. Как видно из графика, рассматриваемая функция при любых  $i$  имеет минимум. В области, прилегающей к минимуму функции, значительные отклонения  $i_T$  от оптимального значения не приводят к существенным возрастаниям межосевого расстояния  $A$ . Участки кривых, на которых  $A$  отклоняется от  $A_{\min}$  не более



чем на 3%, отмечены штриховкой. Числовые значения  $i_T$ , дающие  $A_{\min}$  при  $\psi_B = \psi_T$  и  $x_1 = 1$ , приведены в табл. 2, в которой указаны также относительные величины других параметров и характеристик передач двухступенчатых редукторов по развернутой схеме.



Фиг. 12. Зависимость суммарного межосевого расстояния  $A$  двухступенчатого редуктора с  $\psi_B = \psi_T$  от  $i_T$ :

1—при  $i=8$ ; 2—при  $i=20$ ; 3—при  $i=50$ .

При составлении табл. 2 соотношения между  $\varphi_B$  и  $\varphi_T$  определялись по формуле

$$\frac{\varphi_B}{\varphi_T} = \frac{i_B + 1}{i_T + 1} = \frac{i + i_T}{i_T (i_T + 1)};$$

$A_T$  — по формуле (45); соотношения между  $A_B$  и  $A_T$  — по формуле

$$A_B = \frac{i + i_T}{(i_T + 1) \sqrt[3]{i^2}} A_T,$$

2. Параметры и характеристики передач двухступенчатого трехосного редуктора (по развернутой схеме)  
с наименьшим суммарным межосевым расстоянием  $A_{\min} = A_B + A_T$  при  $\psi_B = \psi_T$

$i$	$i_T$	$i_B$	$\frac{\varphi_B}{\varphi_T}$	$\frac{\psi_T}{(\varphi_T > \varphi_B)}$	$A_T$ в см		$A_B$ в см	$A_{\min}$ в см		$V$ в см <sup>3</sup>	$a$ в см
8	4,80	1,67	0,460	0,345 $\varphi_T$	8,93 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	12,75 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,552 $A_T$	13,86 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	19,80 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	4730 $C_T$	16,79 $\sqrt[3]{C_T}$
10	5,19	1,93	0,473	0,323 $\varphi_T$	9,05 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	13,20 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,529 $A_T$	13,83 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	20,20 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	4840 $C_T$	16,92 $\sqrt[3]{C_T}$
12,5	5,60	2,23	0,490	0,303 $\varphi_T$	9,17 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	13,68 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,509 $A_T$	13,84 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	20,60 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	4970 $C_T$	17,07 $\sqrt[3]{C_T}$
16	6,08	2,63	0,513	0,282 $\varphi_T$	9,30 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	14,20 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,492 $A_T$	13,89 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	21,20 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	5150 $C_T$	17,27 $\sqrt[3]{C_T}$
20	6,54	3,06	0,539	0,265 $\varphi_T$	9,44 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	14,70 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,478 $A_T$	13,96 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	21,70 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	5330 $C_T$	17,47 $\sqrt[3]{C_T}$
25	7,03	3,56	0,568	0,249 $\varphi_T$	9,59 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	15,25 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,466 $A_T$	14,06 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	22,35 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	5520 $C_T$	17,67 $\sqrt[3]{C_T}$
31,5	7,55	4,17	0,605	0,234 $\varphi_T$	9,73 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	15,80 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,457 $A_T$	14,19 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	23,00 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	5770 $C_T$	17,94 $\sqrt[3]{C_T}$
40	8,15	4,91	0,646	0,219 $\varphi_T$	9,90 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	16,43 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,450 $A_T$	14,35 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	23,85 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	6020 $C_T$	18,19 $\sqrt[3]{C_T}$
50	8,73	5,73	0,692	0,206 $\varphi_T$	10,05 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	17,03 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,444 $A_T$	14,53 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	24,60 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	6340 $C_T$	18,51 $\sqrt[3]{C_T}$

полученной из выражений для  $A_B$  и  $A_T$  на стр. 38 с учетом равенств  $\psi_B = \psi_T$  и  $\kappa_1 = 1$ . Значения  $A_{\min}$  подсчитывались по формуле (49); значения объемного показателя  $V$  комплекта передач определялись по формуле (63).

Как видно из таблицы, на всем диапазоне передаточных чисел  $i_T > i_B$ , поэтому выбор коэффициентов ширины колеса производят по тихоходной ступени. Габаритные размеры редукторов получаются завышенными, а исполнение по табл. 2 мало рациональным.

Сравним двухступенчатый редуктор с  $\psi_B = \psi_T$  с одноступенчатым редуктором, у которого  $\varphi$  равно  $\varphi_T$  первого редуктора. Для этого возьмем отношение межосевых расстояний, двух- и одноступенчатого редукторов, определяемых соответственно по формулам (49) и (32). После необходимых преобразований с учетом зависимостей

$$\frac{\psi}{\psi_T} = \frac{\varphi}{\varphi_T} \frac{i_T + 1}{i + 1}, \quad \varphi = \varphi_T$$

и

$$i_T = 2 \frac{\sqrt[3]{i^2} + i}{\sqrt[3]{i^2} + 1}$$

получим

$$\frac{A_{\min}}{A} = \frac{1,89}{i+1} \sqrt[3]{\frac{1}{i+1} \left( 3 \sqrt[3]{i^2} + 2i + 1 \right)} \times \dots \rightarrow$$

$$\leftarrow \dots \frac{1}{\left( \sqrt[3]{i^2} + i \right) \left( \sqrt[3]{i^2} + 1 \right)}.$$

Подсчеты показывают, что при  $i=8$  и  $10$  имеем  $\frac{A_{\min}}{A} = 1,21$  и  $1,10$ , то есть межосевые расстояния двухступенчатых редукторов получаются при  $i=8$  на  $21\%$  и при  $i=10$  на  $10\%$  больше межосевых расстояний одноступенчатых редукторов с теми же  $i$ .

Из сравнения показателей  $V$ , взятых из табл. 1 и 2, следует также, что при  $i=8$  и  $10$  объемные показатели

габарита комплекта передач для двухступенчатых редукторов также получаются больше, чем для одноступенчатых при  $i=8$  на 39 и при  $i=10$  на 19%.

Проведем аналогичный анализ при заранее выбранных  $\varphi_B$  и  $\varphi_T$ , что представляется практически более удобным для получения решения с лучшим использованием несущих способностей обеих передач.

Воспользовавшись формулой (33), получаем для тихоходной ступени

$$A_T = 3,48 \sqrt[3]{\frac{(i_T + 1)^4}{i_T^2} \frac{C_T}{\varphi_T}}. \quad (50)$$

Для быстроходной ступени с учетом зависимостей

$$C_B = \frac{C_T}{i_T} x_1 \text{ и } i_B = \frac{i}{i_T} \text{ имеем:}$$

$$\begin{aligned} A_B &= 3,48 \sqrt[3]{\frac{(i_B + 1)^4}{i_B^2} \frac{C_B}{\varphi_B}} = \\ &= 3,48 \sqrt[3]{\frac{(i + i_T)^4}{i_T^3 i^2} \frac{C_T}{\varphi_B} x_1}. \end{aligned}$$

Суммарное межосевое расстояние

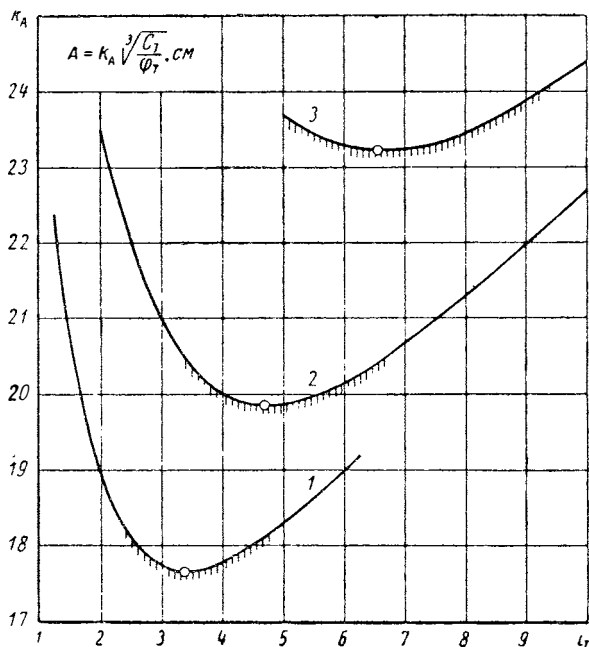
$$\begin{aligned} A = A_B + A_T &= \frac{3,48}{i_T} \left[ \sqrt[3]{\frac{\varphi_T}{\varphi_B} x_1 \frac{(i + i_T)^4}{i^2}} + \right. \\ &\quad \left. + \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}} \right] \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}. \quad (51) \end{aligned}$$

Для определения  $i_T$ , при котором  $A$  будет минимальным, берем частную производную  $\frac{\partial A}{\partial i_T}$ , приравниваем ее

Нулю и получаем относительно  $i_T$  уравнение пятой степени. Для удобства решения уравнения методом последовательных приближений записываем его в виде

$$\frac{1}{x_1} \frac{\varphi_B}{\varphi_T} \frac{i^2 i_T (i_T + 1)}{i + i_T} = \left[ \frac{3i - i_T}{2i_T - 2} \right]. \quad (52)$$

Рассмотрим более подробно частный случай, когда  $\varphi_B = \varphi_T$  и  $x_1 = 1$ . Зависимость  $A$  от  $i_T$  по формуле



Фиг. 13. Зависимость суммарного межосевого расстояния  $A$  двухступенчатого редуктора с  $\varphi_B = \varphi_T$  от  $i_T$ :

1—при  $i=8$ ; 2—при  $i=20$ ; 3—при  $i=50$ .

(51) для редукторов с  $i=8, 20$  и  $50$  показана на фиг. 13; как видно, функция имеет минимум. Участки кривых, на которых  $A$  отклоняется от  $A_{\min}$  не более чем на 3%, отмечены штриховкой.

Результаты подсчетов значений  $i_T$  при  $\varphi_B = \varphi_T$  и  $x_1 = 1$  по последнему уравнению приведены в табл. 3.

3. Параметры и характеристики передач двухступенчатого трехосного редуктора (по развернутой схеме)  
с наименьшим суммарным межосевым расстоянием  $A'_{\min} = A_B + A_T$  при  $\varphi_B = \varphi_T$

$i$	$i_T$	$i_B$	$\frac{\psi_T}{\psi_B}$	$\psi_B$	$A_T$ в см	$A_B$ в см	$A'_{\min}$ в см	$V'$ в см <sup>3</sup>	$a'$ в см
8	3,37	2,38	0,774	0,592 $\varphi_T$	11,05 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,596 $A_T$	17,6 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	4300 $C_T$	16,26 $\sqrt[3]{C_T}$
10	3,64	2,75	0,808	0,533 $\varphi_T$	11,37 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,592 $A_T$	18,1 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	4370 $C_T$	16,35 $\sqrt[3]{C_T}$
12,5	3,94	3,17	0,845	0,480 $\varphi_T$	11,73 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,586 $A_T$	18,6 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	4450 $C_T$	16,45 $\sqrt[3]{C_T}$
16	4,31	3,72	0,889	0,424 $\varphi_T$	12,16 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,580 $A_T$	19,3 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	4570 $C_T$	16,60 $\sqrt[3]{C_T}$
20	4,68	4,28	0,930	0,379 $\varphi_T$	12,60 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,577 $A_T$	19,9 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	4710 $C_T$	16,76 $\sqrt[3]{C_T}$
25	5,06	4,94	0,980	0,337 $\varphi_T$	13,03 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,576 $A_T$	20,6 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	4870 $C_T$	16,95 $\sqrt[3]{C_T}$
31,5	5,51	5,72	1,03	0,298 $\varphi_T$	13,55 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,576 $A_T$	21,4 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	5060 $C_T$	17,17 $\sqrt[3]{C_T}$
40	6,02	6,64	1,09	0,262 $\varphi_T$	14,13 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,577 $A_T$	22,3 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	5280 $C_T$	17,41 $\sqrt[3]{C_T}$
50	6,54	7,65	1,15	0,231 $\varphi_T$	14,70 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,578 $A_T$	23,3 $\sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	5510 $C_T$	17,66 $\sqrt[3]{C_T}$

В таблицу включены также:

- а) значения  $A_T$ , подсчитанные по формуле (50);
- б) соотношения между  $A_B$  и  $A_T$ , вычисленные по формуле

$$A_B = \sqrt[3]{\left(\frac{i+i_T}{i_T+1}\right)^4 \frac{1}{i^2 i_T}} A_T,$$

полученной из выражений для  $A_T$  и  $A_B$  на стр. 43;

в) относительные значения  $A'_{\min}$ , подсчитанные по формуле (51), при соответствующих значениях  $i_T$ ;

г) показатели габаритных размеров комплектов передач, определенные по формуле (66).

Как видно из таблицы, при малых передаточных числах редуктора  $i_T > i_B$ , а при больших  $i_T < i_B$ . Передаточное число редуктора  $i$ , при котором  $i_T = i_B$ , можно определить, подставив в формулу (52) значения  $\varphi_B = \varphi_T$ ,

$\chi_1 = 1$  и  $i_T = \sqrt[3]{i}$ . Получим новое уравнение

$$8\sqrt[3]{i} (\sqrt[3]{i} - 1)^3 = (3\sqrt[3]{i} - 1)^3,$$

решая которое методом последовательных приближений, находим  $i = 27,4$ ; для этого редуктора  $i_B = i_T = 5,23$ ;

$$A_T = 13,2 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}; A_B = 0,576 A_T;$$

$$A'_{\min} = A_B + A_T = 20,9 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}} \text{ и } V' = 4950 C_T.$$

Из сопоставления формул (46) и (51) для двухступенчатых редукторов с формулами (32) и (33) для одноступенчатых редукторов следует, что зависимость  $A$  от  $\psi$  и  $\varphi$  в редукторах обоих типов одинакова (характер зависимости иллюстрируется кривой 3 на фиг. 3).

Ввиду сравнительно сильного влияния  $\psi$  и  $\varphi$  на  $A$ , целесообразный выбор числовых значений этих параметров является эффективным средством сокращения  $A$ . Например, увеличение  $\psi$  и  $\varphi$  в 1,5 и 2 раза дает сокращение  $A$  соответственно на 13 и 21%.

Сравним характеристики двухступенчатых редукторов при  $\chi_1 = 1$ , выполненных из условия получения минимальных суммарных межосевых расстояний  $A_{\min}$  при  $\psi_T = \psi_B$  и  $A'_{\min}$  при  $\varphi_T = \varphi_B$ . Если принять, что в обоих

вариантах исполнения редукторов  $\varphi_T$  одинаковы, то, очевидно, меньшее суммарное межосевое расстояние получится при  $\varphi_T = \varphi_B$ .

Для примера найдем отношение межосевых расстояний у редукторов с  $i=8$ , приняв во внимание зависимость  $\psi_T = \frac{2\varphi_T}{i_T + 1}$  и воспользовавшись данными таблиц 2 и 3:

$$\begin{aligned} \frac{A_{\min}}{A'_{\min}} &= \frac{13,86}{17,65} \sqrt[3]{\frac{C_T}{\psi_T} \frac{\varphi_T}{C_T}} = \\ &= \frac{13,86}{17,65} \sqrt[3]{\frac{i_T + 1}{2}} = \frac{13,86}{17,65} \sqrt[3]{\frac{4,80 + 1}{2}} = 1,12. \end{aligned}$$

Таким образом,  $A_{\min}$  при  $\psi_T = \psi_B$  получается на 12% больше, чем  $A'_{\min}$  при  $\varphi_T = \varphi_B$ . При  $i=20$  эта разница составляет 9,6%; при  $i=50$  составляет 57%.

Менее благоприятными при  $\psi_T = \psi_B$  получаются также объемные показатели габаритных размеров комплектов передач. Так, при  $i=8$

$$\frac{V}{V'} = \frac{4730C_T}{4300C_T} = 1,10,$$

то есть  $V$  при  $\psi_T = \psi_B$  получается на 10% выше  $V'$  при  $\varphi_T = \varphi_B$ . Эта разница при  $i=20$  составляет 13%, при  $i=50$  составляет 15%.

Если перейти к средним линейным габаритам комплектов передач  $a$ , то для  $i=8, 20$  и  $50$  получим увеличение  $a$  при  $\psi_T = \psi_B$  против  $a'$  при  $\varphi_T = \varphi_B$  соответственно на 3, 4 и 5%.

Для сравнения межосевых расстояний двухступенчатого редуктора с  $\varphi_B = \varphi_T$  и одноступенчатого с таким же  $\varphi$  можно пользоваться формулой

$$\frac{A'_{\min}}{A} = \frac{\sqrt[3]{(i + i_T)^4} + \sqrt[3]{i^2 i_T (i_T + 1)^4}}{i_T \sqrt[3]{(i + 1)^4}},$$

полученной путем деления формулы (51) на (33) с учетом равенства  $\varphi$  и передаточных чисел  $i$  для обоих ре-



дукторов. Подставляемое в эту формулу  $i_T$  должно удовлетворять уравнению (52).

Для сопоставления характеристик двух- и одноступенчатого редукторов с  $i=8$  и 10 можно воспользоваться также табл. 1 и 3.

$$\text{при } i = 8 \dots \frac{A'_{\min}}{A} = 1,08; \quad \frac{V'}{V} = 1,26; \quad \frac{a'}{a} = 1,08;$$

$$\text{при } i = 10 \dots \frac{A'_{\min}}{A} = 0,985; \quad \frac{V'}{V} = 1,07; \quad \frac{a'}{a} = 1,02.$$

Таким образом, при  $i=8$  и 10 в двухступенчатом редукторе с  $\varphi_B = \varphi_T$  межосевые расстояния получаются, соответственно, на 8% больше и на 1,5% меньше, чем у одноступенчатого, а объемные показатели габарита на 26 и 7% больше, средние линейные габаритные размеры на 8 и 2% больше.

Из приведенного здесь и на стр. 42 сопоставления характеристик одноступенчатых и двухступенчатых редукторов, спроектированных из условия получения минимального суммарного межосевого расстояния при  $\psi_B = \psi_T$  и  $\varphi_B = \varphi_T$  следует:

а) одноступенчатые редукторы с  $i=8 \div 10$  в большинстве случаев имеют меньшие межосевые расстояния и показатели габаритов, чем двухступенчатые;

б) двухступенчатые редукторы с любым  $i$  при  $\varphi_B = \varphi_T$  имеют более благоприятные характеристики, чем при  $\psi_B = \psi_T$ .

Кроме того, при выборе типа редуктора необходимо принимать во внимание также следующее:

а) двухступенчатые редукторы могут быть построены с другими соотношениями параметров, например выбранными из условия получения наименьших габаритов (характеристики таких редукторов рассмотрены ниже);

б) одноступенчатые редукторы имеют более простую конструкцию, так как имеют меньшее число деталей и более простые корпуса;

в) соотношение габаритных размеров у двухступенчатых редукторов более благоприятно, хотя в одноступенчатых редукторах благодаря симметричному распо-

ложению шестерни и колеса относительно опор могут быть приняты увеличенные значения  $\varphi$ .

Проведенный анализ предполагал, что  $\alpha_1 = 1$ , но даже при однотипных передачах и одинаковых материалах колес  $\alpha_1$  может отклоняться от единицы, вследствие колебаний коэффициентов нагрузки  $K_B$  и  $K_T$  [см. формулу (27)]. Как известно, коэффициент нагрузки равен произведению коэффициента динамичности нагрузки  $K_D$  на коэффициент концентрации нагрузки  $K_{\kappa\kappa}$ . Значение  $K_D$  рекомендуется принимать равным 1 при окружной скорости  $v \leq 4$  м/сек для передач с прямозубыми и  $v \leq 15$  м/сек для передач с косозубыми колесами [5]. Поскольку в редукторах малых и средних размеров окружные скорости обычно находятся в указанных пределах,  $K_D$  не оказывает влияния на  $\alpha_1$ . Значение  $K_{\kappa\kappa}$  зависит от многих причин и для редукторных передач определяется в зависимости от значения  $\varphi$ , схемы редуктора и расположения передачи в редукторе, а также от прирабатываемости передачи. У хорошо прирабатывающихся передач  $K_{\kappa\kappa}$ , а следовательно, и  $\frac{K_B}{K_T}$  приближается к 1 и не оказывает существенного влияния на  $\alpha_1$ . Наиболее сильно  $K_{\kappa\kappa}$  влияет на  $\alpha_1$  в неприрабатывающихся передачах [5], для которых произведем оценку значений  $\frac{K_B}{K_T}$  применительно к редукторам по обычной схеме (см. фиг. 11) и по схеме с раздвоенной быстросходной ступенью.

Для передач по табл. 2 имеем  $\frac{\varphi_B}{\varphi_T} = 0,46 \div 0,69$ , что при  $\varphi_T = 1$  дает для указанных схем редукторов  $\frac{K_B}{K_T} = 0,95 \div 1,03$  и  $1,03 \div 1,08$ , а при  $\varphi_T = 1,6$  соответственно  $0,90 \div 1,00$  и  $0,96 \div 1,02$ .

Для передач по табл. 3 с  $\frac{\varphi_B}{\varphi_T} = 1$  при  $\varphi_T = 1$  получаем для указанных схем редукторов  $\frac{K_B}{K_T} = 1,13$  и  $1,20$ , а при  $\varphi_T = 1,6$ , соответственно,  $1,13$  и  $1,10$ .

Таким образом, наибольшее значение  $\alpha_1 = 1,2$ . Это дает отклонение  $i_T$  от указанного в табл. 3 на  $+3\%$ , что

не имеет практического значения ввиду малой чувствительности  $A$  к изменению  $i_T$  в области, прилегающей к минимуму функции.

Второй расчетный случай характеризуется условием равнопрочности передач [см. формулу (28)] такого же вида, как и для первого расчетного случая [см. формулу (26)]. Поэтому все выведенные формулы справедливы и для этого случая, но коэффициент  $\alpha_2$ , определяемый по формуле (29), отличается от  $\alpha_1$ .

Третий расчетный случай характеризуется условием равнопрочности по формуле (30) с другой зависимостью между  $\frac{C_B}{C_T}$  и  $i_T$ , поэтому формулы (46—47), (51—52) заменяются соответственно формулами:

$$A = \frac{4,38}{\sqrt[3]{\frac{\psi_T^2}{i_T^2}}} \left( \sqrt[3]{\frac{\psi_T}{\psi_B}} \alpha_3 \frac{i + i_T}{\sqrt[3]{i^2}} \sqrt[9]{i_T} + \right. \\ \left. + i_T + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{C_T}{\psi_T}}; \quad (53)$$

$$\frac{1}{\alpha_3} \frac{\psi_B}{\psi_T} \frac{i^2}{\sqrt[3]{i_T}} = \left( \frac{5i - 4i_T}{3i_T - 6} \right)^3; \quad (54)$$

$$A = \frac{3,48}{i_T} \left[ \sqrt[3]{\frac{\varphi_T}{\varphi_B}} \alpha_3 \frac{(i + i_T)^4}{i^2} \sqrt[9]{i_T} + \right. \\ \left. + \sqrt[3]{(i_T + 1)^4 i_T} \right] \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}; \quad (55)$$

$$\frac{1}{\alpha_3} \frac{\varphi_B}{\varphi_T} \frac{i^2 \sqrt[3]{i_T} (i_T + 1)}{i + i_T} = \left( \frac{2}{3} \frac{2i - i_T}{i_T - 1} \right)^3. \quad (56)$$

Расчеты по приведенным формулам показывают, что оптимальные значения  $i_T$  для третьего и первого рас-

четных случаев не сильно отличаются друг от друга, например, при  $i=20$ ,  $z_1=z_3$  и  $\psi_B=\psi_T$  в третьем случае получается  $i_T$  меньше на 5,5%, а при  $\varphi_B=\varphi_T$  практически остается тем же.

### ПОЛУЧЕНИЕ НАИМЕНЬШИХ ГАБАРИТНЫХ РАЗМЕРОВ КОМПЛЕКТА ИЗ ДВУХ ПЕРЕДАЧ

Получение малых габаритов комплекта передач, а следовательно, и редуктора является важнейшей задачей проектного расчета.

Для первого расчетного случая (стр. 20) условие равнопрочности передач против контактных разрушений выражается формулой (26)

$$C_B = \frac{C_T}{i_T} z_1.$$

Геометрические показатели несущей способности передач при пользовании коэффициентами ширины колес  $\psi$  определяются по формуле (5)

$$C_T = \frac{10}{29^2} \frac{i_T^2}{(i_T + 1)^3} \psi_T A_T^3;$$

$$C_B = \frac{10}{29^2} \frac{i_B^2}{(i_B + 1)^3} \psi_B A_B^3 = \frac{10}{29^2} \frac{i^2 i_T}{(i + i_T)^3} \psi_B A_B^3.$$

Из формулы (26) и двух последних формул находим отношение межосевых расстояний по условию равнопрочности

$$\frac{A_B}{A_T} = \frac{i + i_T}{i_T + 1} \sqrt[3]{\frac{\psi_T}{\psi_B} \frac{z_1}{i^2}}; \quad (57)$$

из формулы для  $C_T$  определяем

$$\psi_T A_T^3 = \frac{29^2}{10} \frac{(i_T + 1)^3}{i_T^2} C_T$$

и, подставляя оба найденных выражения в формулы (40) и (41) для объемных показателей габаритов комплекта передач, имеем:

$$V_T = \frac{29^2}{5} \frac{1}{i_T} \left[ \frac{i + 2i_T}{\sqrt[3]{i^2}} \sqrt[3]{\frac{\psi_T}{\psi_B} x_1 + 2i_T + 1} \right] \times \\ \times \left[ \frac{i + i_T}{\sqrt[3]{i^2}} \sqrt[3]{\left(\frac{\psi_B}{\psi_T}\right)^2 x_1 + i_T + 1} \right] C_T; \quad (58)$$

$$V_B = \frac{29^2}{5} \frac{\sqrt[3]{i}}{i_T^2} \left[ \frac{i + 2i_T}{\sqrt[3]{i^2}} \sqrt[3]{\frac{\psi_T}{\psi_B} x_1 + 2i_T + 1} \right] \times \\ \times \left[ \frac{i + i_T}{\sqrt[3]{i^2}} \sqrt[3]{\left(\frac{\psi_B}{\psi_T}\right)^2 x_1 + i_T + 1} \right] \sqrt[3]{\frac{\psi_T}{\psi_B} x_1} C_T. \quad (59)$$

Разделив формулу (59) на (58) или воспользовавшись формулами (42) и (57), находим:

$$\frac{V_B}{V_T} = \frac{1}{i_T} \sqrt[3]{i \frac{\psi_T}{\psi_B} x_1}. \quad (60)$$

Габариты комплекта передач определяются показателем  $V_B$  или  $V_T$ , имеющим большее значение.

При  $V_B > V_T$

$$i_T < \sqrt[3]{i \frac{\psi_T}{\psi_B} x_1};$$

при  $V_B = V_T$

$$i_T = \sqrt[3]{i \frac{\psi_T}{\psi_B} x_1}; \quad (61)$$

при  $V_T > V_B$

$$i_T > \sqrt[3]{i \frac{\psi_T}{\psi_B} x_1}.$$

Решая совместно уравнения (58) и (61), получим

$$V_T = V_B = \frac{29^2}{5} \frac{1}{i_T} \left( 2 \frac{i_T^2}{i} + 3i_T + 1 \right) \times \\ \times \left[ \frac{\psi_B}{\psi_T} \frac{i_T}{i} (i + i_T) + i_T + 1 \right] C_T. \quad (62)$$

Как показывает дальнейший анализ, значение объемного показателя при  $V_T = V_B$  является минимальным в простейших частных случаях, когда  $x_1 = 1$  и  $\psi_B = \psi_T$  или  $\varphi_B = \varphi_T$ .

При значительных отклонениях от указанных условий требуется проверить, будет ли при  $V_T = V_B$  показатель  $V_T$  минимальным или близким к минимальному.

В частном случае, когда  $\psi_B = \psi_T$  и  $x_1 = 1$ , формулы (58—60) упрощаются, приобретая следующий вид:

$$V_T = \frac{29^2}{5} \frac{1}{i_T i \sqrt[3]{i}} [2i_T (1 + \sqrt[3]{i^2}) + (i + \sqrt[3]{i^2})] \times \\ \times [i_T (1 + \sqrt[3]{i^2}) + (i + \sqrt[3]{i^2})] C_T; \quad (63)$$

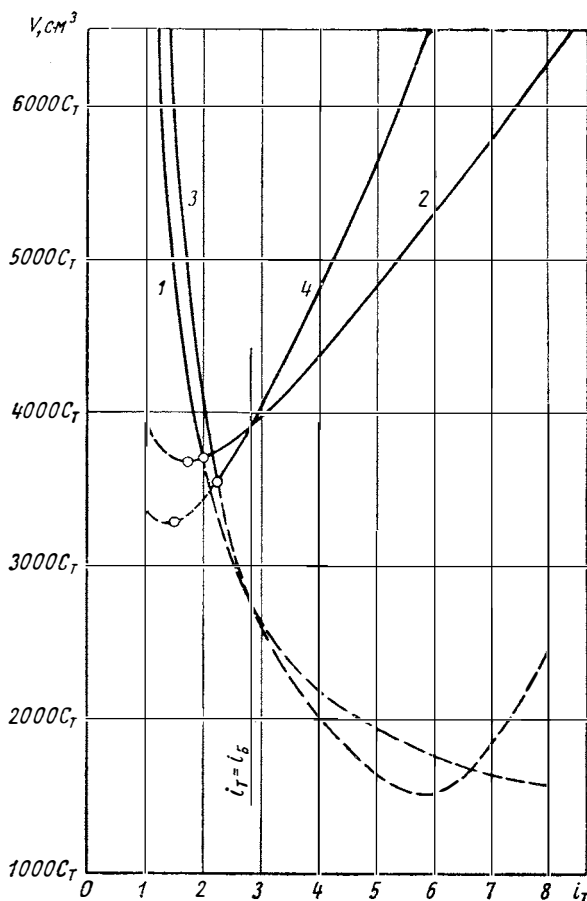
$$V_B = \frac{29^2}{5} \frac{1}{i_T^2 i} [2i_T (1 + \sqrt[3]{i^2}) + (i + \sqrt[3]{i^2})] \times \\ \times [i_T (1 + \sqrt[3]{i^2}) + (i + \sqrt[3]{i^2})] C_T; \quad (64)$$

$$\frac{V_B}{V_T} = \frac{\sqrt[3]{i}}{i_T}. \quad (65)$$

На фиг. 14—16 приведены графики  $V_B = f(i_T)$  и  $V_T = f(i_T)$ , построенные по формулам (63) и (64) для комплектов передач с передаточными числами  $i=8$ , 20 и 50.

При малых  $i_T$  кривая  $V_B$  проходит выше кривой  $V_T$  и определяет габариты комплекта передач: при больших же  $i_T$  кривая  $V_T$  проходит выше  $V_B$  и она опреде-

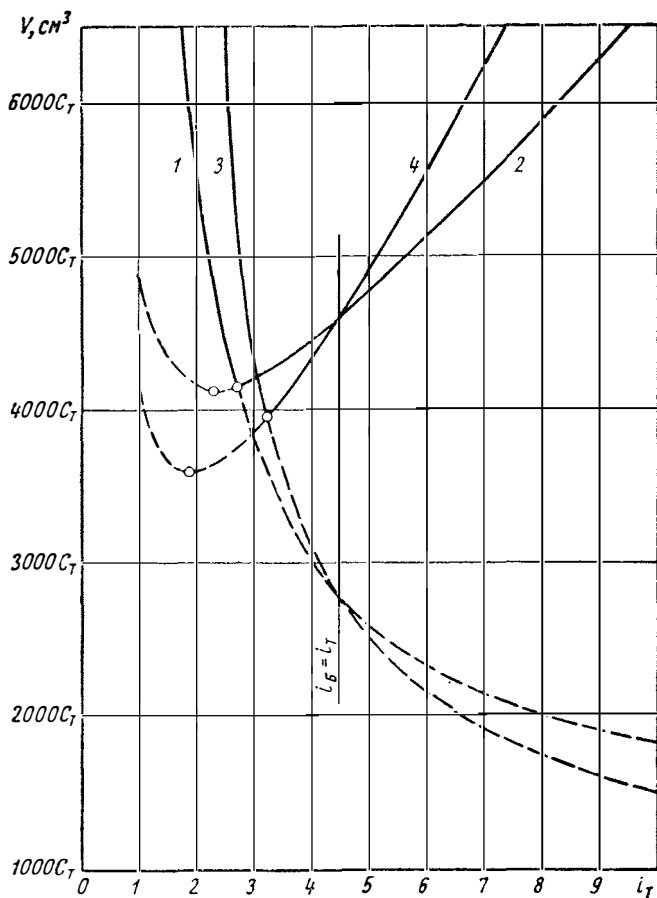
ляет габариты комплекта. Как видно, на действующих участках кривые  $V_B$  и  $V_T$  не имеют минимумов и наименьший показатель габарита получается в точке пересечения кривых, когда  $V_B = V_T$  и  $i_T = \sqrt[3]{i}$ .



Фиг. 14. Зависимость объемного показателя габаритов комплекта передач двухступенчатого редуктора с  $i=8$  от  $i_T$ :  
1— $V_B$  при  $\psi_B = \psi_T$ ; 2— $V_T$  при  $\psi_B = \psi_T$ ; 3— $V_B$  при  $\psi_B = \varphi_T$ ; 4— $V_T$  при  $\psi_B = \varphi_T$ .

Однако минимум функции  $V_T$  расположен в непосредственной близости к точке пересечения кривых, и его положение нуждается в более точном аналитическом определении.

Соответствующее исследование показало, что ни при каких передаточных числах редуктора  $V_{T\min}$  не попадает на действующий участок кривой  $V_T$ .



Фиг. 15. Зависимость объемного показателя габаритов комплекта передач двухступенчатого редуктора с  $i=20$  от  $i_T$ :

1— $V_B$  при  $\psi_B=\psi_T$ ; 2— $V_T$  при  $\psi_B=\psi_T$ ; 3— $V_B$  при  $\psi_B=\psi_T$ ; 4— $V_T$  при  $\psi_B=\psi_T$ .

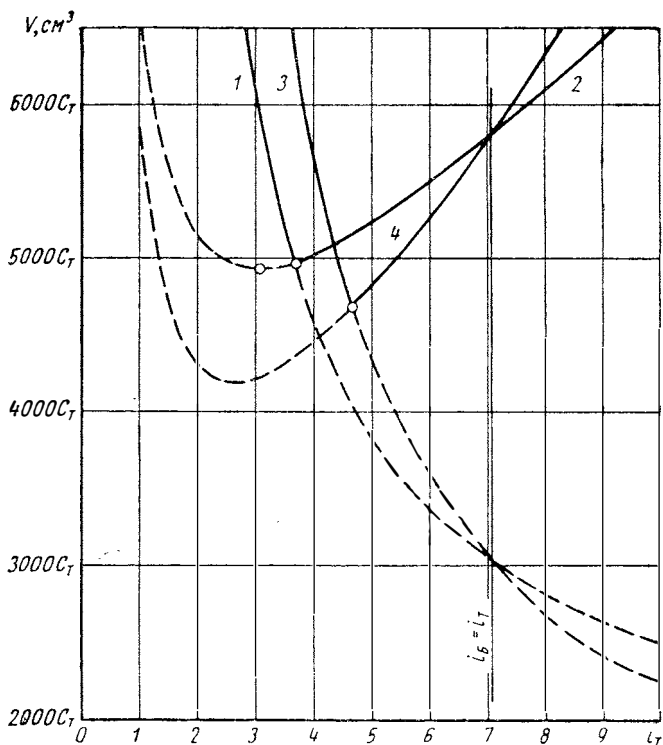
Например, при  $i=8$ , точка пересечения кривых  $V_B$  и  $V_T$  получается при  $i_T = \sqrt[3]{i} = 2$ , а  $V_{T\min}$  — при  $i_T = 1.7$ .



Определим соотношение размеров передач при  $V_B = V_T$ :

$$\frac{V_B}{V_T} = \frac{h_B}{h_T} = \frac{d_{кБ}}{d_{кТ}} = 1, \quad d_{кБ} = d_{кТ}.$$

Равенство диаметров начальных окружностей колес быстроходной  $d_{кБ}$  и тихоходной  $d_{кТ}$  ступеней является условием получения наименьшего показателя  $V$  и одно-



Фиг. 16. Зависимость объемного показателя габаритов комплекта передач двухступенчатого редуктора с  $i=50$  от  $i_T$ :  
1— $V_B$  при  $\phi_B = \phi_T$ ; 2— $V_T$  при  $\phi_B = \phi_T$ ; 3— $V_B$  при  $\phi_B = \phi_T$ ; 4— $V_T$  при  $\phi_B = \phi_T$

временно условием наивыгоднейшего погружения зубчатых колес в масляную ванну при смазке передач окутанием в наиболее распространенных горизонтальных редукторах ( $d_{кБ} \leq d_{кТ}$ ).

Как видно из фиг. 14—16, функции  $V=f(i_T)$  при  $x_1=1$  и  $\psi_B=\psi_T$  имеют резкие минимумы в пересечении кривых.

Отклонение  $i_T$  от оптимального значения, особенно в сторону меньших значений, приводит к заметному возрастанию объемного показателя габарита комплекта передач.

В табл. 4 приведены параметры и характеристики комплектов передач с наименьшим  $V$  при  $\psi_B=\psi_T$  и  $x_1=1$ . Таблица составлена по формулам:  $i_T = \sqrt[3]{i}$ ; (46) (63); остальные параметры и характеристики — по тем же формулам, которые использовались при составлении табл. 2.

Если задаваться относительной шириной шестерен  $\varphi_B$  и  $\varphi_T$  в обеих ступенях, то формулы для показателей  $V_T$  и  $V_B$  могут быть получены из ранее выведенных зависимостей (63)—(65) после подстановки в них

$$\frac{\psi_T}{\psi_B} = \frac{i + i_T}{i_T(i_T + 1)} \frac{\varphi_T}{\varphi_B}$$

и необходимых математических преобразований:

$$V_T = \frac{29^2}{5} \frac{i_T + 1}{i_T} \left[ (i + 2i_T) \times \right. \\ \times \sqrt[3]{\frac{1}{i^2 i_T} \cdot \frac{i + i_T}{i_T + 1} \cdot \frac{\varphi_T}{\varphi_B} x_1 + 2i_T + 1} \left. \right] \times \\ \times \left[ \sqrt[3]{\frac{i_T^2}{i^2} \frac{i + i_T}{i_T + 1} \left( \frac{\varphi_B}{\varphi_T} \right)^2 x_1 + 1} \right] C_T; \quad (66)$$

$$V_B = \frac{29^2}{10} \cdot \frac{i_T + 1}{i_T^2} \sqrt[3]{\frac{i}{i_T} \cdot \frac{i + i_T}{i_T + 1} \cdot \frac{\varphi_T}{\varphi_B} x_1} \times \\ \times \left[ (i + 2i_T) \sqrt[3]{\frac{1}{i^2 i_T} \frac{i + i_T}{i_T + 1} \frac{\varphi_T}{\varphi_B} x_1 + 2i_T + 1} \right] \times \\ \times \left[ \sqrt[3]{\frac{i_T^2}{i^2} \frac{i + i_T}{i_T + 1} \left( \frac{\varphi_B}{\varphi_T} \right)^2 x_1 + 1} \right] C_T. \quad (67)$$

#### 4. Параметры и характеристики передач двухступенчатого трех размерами комплекта

$i$	$i_T$	$i_B$	$\frac{\varphi_T}{\varphi_B}$	$\frac{\psi_T}{(\varphi_B > \varphi_T)}$	$A_T$ в см	
8	2,00	4,00	0,600	0,400 $\varphi_B$	$8,28 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\psi_T}}$	$11,23 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_B}}$
10	2,15	4,65	0,558	0,354 $\varphi_B$	$8,29 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\psi_T}}$	$11,71 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_B}}$
12,5	2,32	5,39	0,520	0,313 $\varphi_B$	$8,30 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\psi_T}}$	$12,22 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_B}}$
16	2,52	6,35	0,479	0,272 $\varphi_B$	$8,32 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\psi_B}}$	$12,82 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_B}}$
20	2,71	7,38	0,442	0,239 $\varphi_B$	$8,36 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\psi_T}}$	$13,50 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_B}}$
25	2,92	8,56	0,410	0,209 $\varphi_B$	$8,40 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\psi_T}}$	$14,15 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_B}}$
31,5	3,16	9,97	0,379	0,182 $\varphi_B$	$8,45 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\psi_T}}$	$14,90 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_B}}$

$$V_B = \frac{1}{i_T} \sqrt[3]{\frac{i}{i_T} \frac{i + i_T}{i_T + 1} \frac{\varphi_T}{\varphi_B}} \times_1 V_T. \quad (68)$$

Наименьшее значение  $V$ , повидимому, получим при  $V_B = V_T$ , что дает возможность, пользуясь формулой (68), установить зависимость между оптимальными значениями  $i_T$  и  $i$

$$i_T^4 (i_T + 1) = i (i + i_T) \frac{\varphi_T}{\varphi_B} \times_1. \quad (69)$$

Полученное уравнение второй степени относительно  $i$  и пятой — относительно  $i_T$ . При проектном расчете реже требуется по заданному значению  $i_T$  определять  $i$ , чаще — по  $i$  определять  $i_T$ .

осного редуктора (по развернутой схеме) с наименьшими габаритными  
передач при  $\psi_B = \psi_T$

$A_B$ в см	$A$ в см		$V_{min}$ в см <sup>3</sup>	$a_{min}$ в см
$0,833 A_T$	$15,18 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\psi_T}}$	$20,60 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\Phi_B}}$	$3700 C_T$	$15,47 \sqrt[3]{C_T}$
$0,830 A_T$	$15,16 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\psi_T}}$	$21,45 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\Phi_B}}$	$3780 C_T$	$15,58 \sqrt[3]{C_T}$
$0,829 A_T$	$15,18 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\psi_T}}$	$22,35 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\Phi_B}}$	$3880 C_T$	$15,71 \sqrt[3]{C_T}$
$0,829 A_T$	$15,22 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\psi_T}}$	$23,45 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\Phi_B}}$	$4020 C_T$	$15,90 \sqrt[3]{C_T}$
$0,830 A_T$	$15,30 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\psi_T}}$	$24,70 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\Phi_B}}$	$4170 C_T$	$16,08 \sqrt[3]{C_T}$
$0,832 A_T$	$15,39 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\psi_T}}$	$25,70 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\Phi_B}}$	$4320 C_T$	$16,29 \sqrt[3]{C_T}$
$0,836 A_T$	$15,51 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\psi_T}}$	$27,40 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\Phi_B}}$	$4520 C_T$	$16,54 \sqrt[3]{C_T}$

В первом случае расчет можно произвести по формуле

$$i = i_T \left[ \sqrt[3]{i_T^2 (i_T + 1) \frac{\Phi_B}{\varphi_T} x_1 + 0,25} - 0,5 \right]. \quad (70)$$

Во втором случае  $i_T$  приходится определять, решая уравнение (69) методом последовательных приближений.

Решая совместно уравнения (66) и (69), получаем значение объемного показателя комплекта передач при  $V_T = V_B$

$$V_T = V_B = \frac{29^2}{5} \frac{i_T + 1}{i_T} \left( 2 \frac{i_T^2}{i} + 3i_T + 1 \right) \times \\ \times \left( \frac{\Phi_B}{\varphi_T} \frac{i_T^2}{i} + 1 \right) C_T. \quad (71)$$

В частном случае при  $\varphi_B = \varphi_T$  и  $\kappa=1$  формулы (66)—(68) принимают следующий вид:

$$V_T = \frac{29^2}{5}(i_T + 1) \left[ (i + 2i_T) \sqrt[3]{\frac{1}{i^2 i_T} \cdot \frac{i + i_T}{i_T + 1}} + \right. \\ \left. + 2i_T + 1 \right] \left[ \sqrt[3]{\frac{1}{i^2 i_T} \cdot \frac{i + i_T}{i_T + 1}} + \frac{1}{i_T} \right] C_T; \quad (72)$$

$$V_B = \frac{29^2}{5}(i_T + 1) \frac{i}{i_T} \sqrt[3]{\frac{1}{i^2 i_T} \cdot \frac{i + i_T}{i_T + 1}} \left[ (i + 2i_T) \times \right. \\ \times \sqrt[3]{\frac{1}{i^2 i_T} \cdot \frac{i + i_T}{i_T + 1}} + 2i + 1 \left. \right] \times \\ \times \left[ \sqrt[3]{\frac{1}{i^2 i_T} \cdot \frac{i + i_T}{i_T + 1}} + \frac{1}{i_T} \right] C_T; \quad (73)$$

$$V_B = \frac{i}{i_T} \sqrt[3]{\frac{1}{i^2 i_T} \cdot \frac{i + i_T}{i_T + 1}} V_T. \quad (74)$$

В трех последних формулах значения подкоренного выражения одинаковы и для удобства расчетов могут быть заранее определены. Зависимости между оптимальным значением  $i_T$  при  $V_B = V_T$  и  $i$  также упрощаются:

$$i_T^4 (i_T + 1) = i(i + i_T); \quad (75)$$

$$i = i_T \left[ \sqrt[3]{i_T^2 (i_T + 1)} + 0,25 - 0,5 \right]. \quad (76)$$

На фигурах 14—16 нанесены кривые  $V_B$  и  $V_T$  при  $\varphi_B = \varphi_T$  для комплектов передач с  $i=8, 20$  и  $50$ . По форме эти кривые сходны с ранее нанесенными кривыми  $V_B$  и  $V_T$  при  $\psi_B = \psi_T$ . Однако при  $\varphi_B = \varphi_T$  кривые имеют следующие особенности:

а) точка пересечения кривых  $V_B$  и  $V_T$  расположена ниже и правее, следовательно, при  $\varphi_B = \varphi_T$  наименьшие

показатели габарита комплекта передач на  $4 \div 11\%$  ниже, а оптимальные значения  $i_T$  получаются несколько больше, чем при  $\psi_B = \psi_T$ , что обеспечивает большую жесткость и более удобную конструкцию входного вала шестерни;

б) математический минимум функции  $V_T = f(i_T)$  больше удален от точки пересечения кривых  $V_T$  и  $V_B$ , поэтому действующие участки этих кривых не нуждаются в проверке на отсутствие математического минимума;

в) кривая  $V_T$  идет круче, чем при  $\psi_B = \psi_T$ , поэтому комплект передач при  $\varphi_B = \varphi_T$  более чувствителен к оптимальному выбору значения  $i_T$ .

Кривые  $V_T$ , построенные из условий  $\psi_B = \psi_T$  и  $\varphi_B = \varphi_T$ , пересекаются при  $i_T = i_B = \sqrt{i}$ .

В табл. 5 приведены параметры и характеристики комплекта передач с наименьшими габаритными размерами при  $\varphi_B = \varphi_T$  и  $\alpha_1 = 1$ .

При составлении таблицы использованы формулы (75), (72) и (74); остальные параметры определялись по тем же формулам, что и при составлении табл. 3.

Проведенный анализ зависимости  $V$  от  $i_T$  показал, что минимальное значение габарита комплекта передач получается различным при разных соотношениях ширин зубчатых колес быстроходной и тихоходной ступеней.

Так, при условии  $\frac{\varphi_B}{\varphi_T} = 1$  и оптимальном значении  $i_T$  объемный показатель габарита комплекта передач  $V'_{\min}$  (см. табл. 5) получается меньше, чем  $V_{\min}$  при условии  $\frac{\psi_B}{\psi_T} = 1$  (см. табл. 4).

Очевидно, существует наивыгоднейшее отношение  $\frac{\psi_B}{\psi_T}$  или  $\frac{\varphi_B}{\varphi_T}$ , дающее минимум функции  $V = f\left(i_T, \frac{\varphi_B}{\varphi_T}\right)$ .

Определение наивыгоднейшего отношения  $\frac{\psi_B}{\psi_T}$  или  $\frac{\varphi_B}{\varphi_T}$  и параметров комплектов передач, спроектированных из условия получения наименьшего возможного объемного показателя габарита  $V$ , приводится ниже. Исследование охватывает случаи, когда  $V_{\min}$  получается при  $V_T = V_B$ .

5. Параметры и характеристики передач двухступенчатого трехосного редуктора (по развернутой схеме)  
с наименьшими габаритными размерами комплекта передач при  $\varphi_B = \varphi_T$

$i$	$i_T$	$i_B$	$\frac{\psi_B}{\psi_T}$	$\psi_T$ ( $\psi_T > \psi_B$ )	$A_T$ в см	$A_B$ в см	$A$ в см	$V'_{\min}$ в см <sup>3</sup>	$a'_{\min}$ в см
8	2,24	3,57	0,709	0,617 $\varphi_T$	$9,74 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,885 $A_T$	$18,36 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	3560 $C_T$	$15,3 \sqrt[3]{C_T}$
10	2,45	4,08	0,680	0,580 $\varphi_T$	$9,98 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,885 $A_T$	$18,80 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	3620 $C_T$	$15,3 \sqrt[3]{C_T}$
12,5	2,68	4,67	0,650	0,543 $\varphi_T$	$10,24 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,885 $A_T$	$19,30 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	3700 $C_T$	$15,5 \sqrt[3]{C_T}$
16	2,96	5,41	0,618	0,505 $\varphi_T$	$10,57 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,885 $A_T$	$19,92 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	3820 $C_T$	$15,6 \sqrt[3]{C_T}$
20	3,24	6,17	0,591	0,472 $\varphi_T$	$10,90 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,890 $A_T$	$20,60 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	3940 $C_T$	$15,8 \sqrt[3]{C_T}$
25	3,54	7,06	0,563	0,441 $\varphi_T$	$11,26 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,890 $A_T$	$21,27 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	4090 $C_T$	$16,0 \sqrt[3]{C_T}$
31,5	3,89	8,10	0,537	0,409 $\varphi_T$	$11,67 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,895 $A_T$	$22,11 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	4250 $C_T$	$16,2 \sqrt[3]{C_T}$
40	4,28	9,35	0,510	0,379 $\varphi_T$	$12,13 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,900 $A_T$	$23,04 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	4460 $C_T$	$16,5 \sqrt[3]{C_T}$
50	4,68	(10,7)	0,485	0,352 $\varphi_T$	$12,60 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,900 $A_T$	$23,94 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	4680 $C_T$	$16,7 \sqrt[3]{C_T}$

В нашем случае представляется удобным сначала определить оптимальное значение  $i_T$ , а по нему оптимальное отношение  $\frac{\psi_T}{\psi_B}$  или  $\frac{\varphi_T}{\varphi_B}$ . Для этого из формулы (60) находим отношение

$$\frac{\psi_T}{\psi_B} = \frac{i_T^3}{i x_1} \quad (77)$$

и подставляем его в формулу (58). После необходимых преобразований получаем

$$V_T = \frac{29^2}{5} \frac{1}{i_T} \left[ 2 \frac{i_T^2}{i} + 3i_T + 1 \right] \times \\ \times \left[ (i + i_T) \frac{x_1}{i_T^2} + i_T + 1 \right] C_T. \quad (78)$$

Точно так же можно определить из формулы (68) отношение

$$\frac{\varphi_T}{\varphi_B} = \frac{i_T^4}{i} \frac{i_T + 1}{i + i_T} \frac{1}{x_1} \quad (79)$$

и, подставив его в формулу (66), получим то же выражение (78).

Воспользовавшись формулой (78), возьмем частную производную  $\frac{\partial V_T}{\partial i_T}$  и, приравняв ее нулю, получим квадратное уравнение относительно  $i$  и уравнение пятой степени относительно  $i_T$ :

$$\frac{i_T^2}{i} [4i_T + 3i + 2] = x_1 \left[ \frac{3i}{i_T^2} + \frac{2(1 + 3i)}{i_T} + 5 \right] + 1. \quad (80)$$

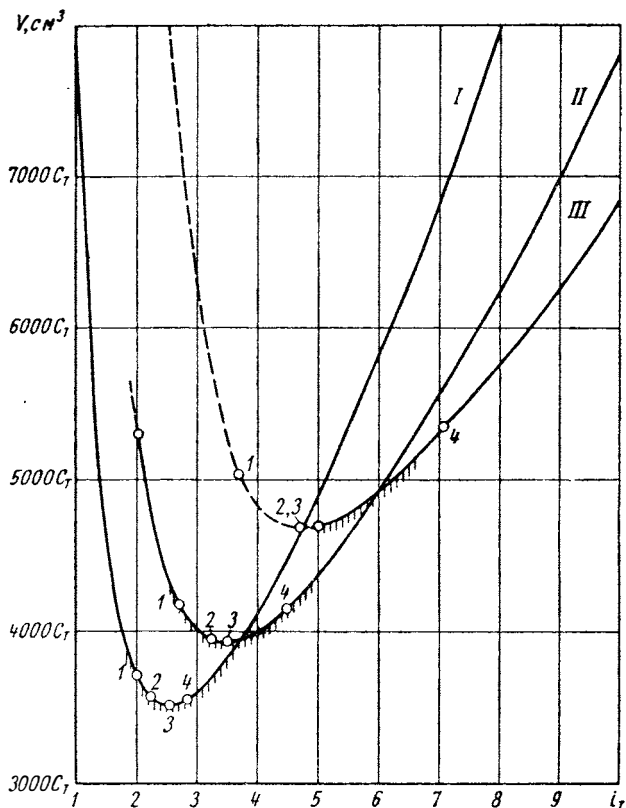
Это уравнение решается методом последовательных приближений. Затем по найденному значению  $i_T$  определяется соответствующее отношение  $\frac{\psi_T}{\psi_B}$  по формуле

(77) или  $\frac{\varphi_T}{\varphi_B}$  по формуле (79).



Проанализируем полученные зависимости применительно к случаю, когда  $\kappa_1 = 1$ .

На фиг. 17 показано изменение  $V$  комплекта передач двухступенчатого редуктора с  $d_{кБ} = d_{кТ}$  в зависи-



Фиг. 17. Зависимость объемного показателя габаритов комплекта передач двухступенчатого редуктора с  $d_{кБ} = d_{кТ}$  от  $i_T$ :

$I$ —при  $i=8$ ;  $II$ —при  $i=20$ ;  $III$ —при  $i=50$ ;  $1$ —исполнение с  $\Phi_B = \Phi_T$ ;  $2$ —исполнение с  $\Phi_B = \Phi_T$ ;  $3$ —исполнение с  $\frac{\Phi_B}{\Phi_T}$ , дающем  $V_{\min}$ ;  $4$ —исполнение с  $i_B = i_T$ .

мости от  $i_T$  для  $i=8, 20$  и  $50$ . Как видно, минимум функции не является резким и показатель габарита  $V$  мало чувствителен к изменению  $i_T$  в области, прилегающей к  $V_{\min}$ . На фигуре отштрихованы участки кривых, на которых  $V$  превышает  $V_{\min}$  не более чем на 10%. Точ-

ками на кривых отмечены различные исполнения: с  $\varphi_B = \varphi_T$ ,  $\psi_B = \psi_T$  и оптимальными для этих случаев  $i_T$ , а также с  $V_{\min}$  и с  $i_B = i_T$ .

В табл. 6 приведены параметры и характеристики комплекта передач, построенных из условия получения наименьших возможных габаритов, с оптимальными значениями  $i_T$  и  $\frac{\varphi_B}{\varphi_T}$ .

Как видно из табл. 6 и фиг. 17, рассматриваемое исполнение комплекта передач не дает существенного снижения  $V_{\min}$  по сравнению с исполнением при  $\varphi_B = \varphi_T$ : при  $i=8$  оно менее 1,5%, а при больших  $i$  практически отсутствует. Особенностью же этого исполнения является другое соотношение параметров, которое может дать более удачные конструкции. Например, в исполнениях по табл. 6 получаются более равномерные распределения передаточных чисел между ступенями и некоторое относительное увеличение  $A_B$ . Последнее позволяет при тех же габаритах комплекта получить больший диаметр шестерни быстроходной ступени; в этом случае отношение  $\frac{\psi_B}{\psi_T}$  остается почти постоянным при любых  $i$ .

На фиг. 18 показано изменение  $\frac{\psi_B}{\psi_T}$ ,  $\frac{\varphi_B}{\varphi_T}$  и  $V$  в зависимости от  $i_T$  для комплекта передач двухступенчатого редуктора с  $i=20$ , а на фиг. 19 — изменение всех параметров комплекта при  $i=20$  и  $\varphi_B = \varphi_T$ .

Сравнение характеристик двухступенчатых редукторов между собою и с характеристиками редукторов других типов показано на фиг. 20. (Для двухступенчатых комплектов передач соосных редукторов межосевые расстояния —  $A_7$ ,  $A_8$ ,  $A_9$  — на фигуре не приводятся, так как они являются внутренними размерами редукторов).

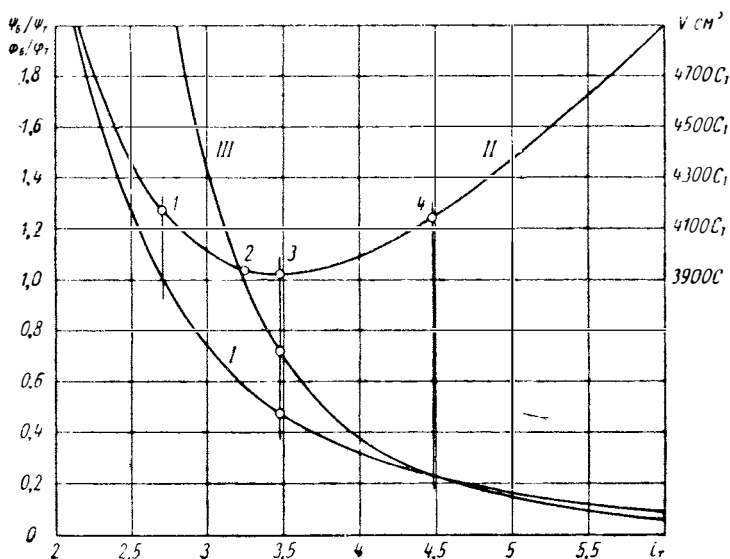
На фиг. 21 показаны относительные размеры передач двухступенчатых редукторов, спроектированных при различных условиях. Как видно, целесообразным выбором исходных данных можно существенно сократить размеры комплекта передач и габариты редуктора.

На фиг. 22 дано схематическое прочерчивание редуктора с параметрами по ГОСТ 2185-55 ( $i=20$ ;  $i_B = i_T = 4,5$ ;  $A_B = 150$  мм;  $A_T = 200$  мм;  $\psi_B = 0,25$ ;  $\psi_T = 0,4$

6. Параметры и характеристики передач двухступенчатого трехосного редуктора (по развернутой схеме) с наименьшими габаритными размерами комплекта передач при наивыгоднейших соотношениях  $\psi_B$  и  $\psi_T$  или  $\varphi_B$  и  $\varphi_T$

$i$	$i_T$	$i_B$	$\frac{\psi_B}{\psi_T}$	$\frac{\varphi_B}{\varphi_T}$	$\psi_T$ ( $\varphi_T > \varphi_B$ )	$A_T$ в см	$A_B$ в см	$A$ в см	$V_{\min}$ в см <sup>3</sup>	$a_{\min}$ в см
8	2,55	3,14	0,483	<b>0,562</b>	0,563 $\varphi_T$	$10,08 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,947 $A_T$	$19,6 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	$3510 C_T$	$15,20 \sqrt[3]{C_T}$
10	2,75	3,64	0,480	0,593	0,533 $\varphi_T$	$10,32 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,935 $A_T$	$20,0 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	$3580 C_T$	$15,30 \sqrt[3]{C_T}$
12,5	2,97	4,21	0,477	0,625	0,504 $\varphi_T$	$10,58 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,926 $A_T$	$20,4 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	$3660 C_T$	$15,41 \sqrt[3]{C_T}$
16	3,23	4,95	0,475	0,668	0,473 $\varphi_T$	$10,90 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,918 $A_T$	$20,9 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	$3790 C_T$	$15,59 \sqrt[3]{C_T}$
20	3,48	5,75	0,475	0,715	0,446 $\varphi_T$	$11,19 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,912 $A_T$	$21,4 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	$3920 C_T$	$15,77 \sqrt[3]{C_T}$
25	3,75	6,67	0,475	0,764	0,421 $\varphi_T$	$11,50 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,908 $A_T$	$21,9 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	$4080 C_T$	$15,98 \sqrt[3]{C_T}$
31,5	4,06	7,76	0,473	0,819	0,395 $\varphi_T$	$11,90 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,906 $A_T$	$22,7 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	$4250 C_T$	$16,20 \sqrt[3]{C_T}$
40	4,39	9,11	0,473	0,888	0,371 $\varphi_T$	$12,25 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,904 $A_T$	$23,3 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	$4460 C_T$	$16,46 \sqrt[3]{C_T}$
50	4,73	(10,57)	0,473	0,955	0,349 $\varphi_T$	$12,65 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	0,904 $A_T$	$24,1 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	$4680 C_T$	$16,73 \sqrt[3]{C_T}$

и  $\psi = 1,1$ ) и редуктора с той же несущей способностью, но спроектированного из условия получения  $V'_{\min}$  при  $\varphi_B = \varphi_T = 1$ . Из сравнения редукторов видно, что второй редуктор имеет меньшие габариты, имеет более благоприятное  $\varphi$  и требует меньшего количества смазочного масла в картере.



Фиг. 18. Зависимость  $V$ ,  $\frac{\psi_B}{\psi_T}$  и  $\frac{\varphi_B}{\varphi_T}$  комплекта передач двух-ступенчатого редуктора с  $i=20$  от  $i_T$ :

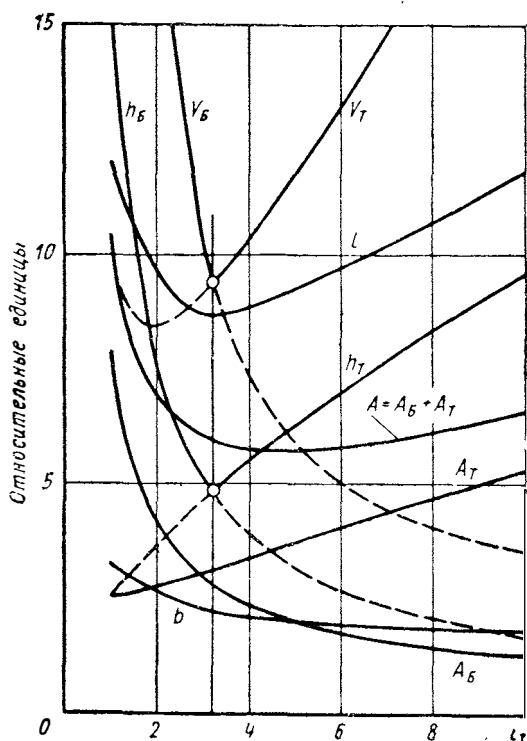
$$I - \frac{\psi_B}{\psi_T}; \quad II - V; \quad III - \frac{\varphi_B}{\varphi_T}$$

(остальные обозначения те же, что на фиг. 17).

Результаты исследования комплектов передач, помещенные в табл. 4, 5 и 6, распространяются на полностью или почти полностью прирабатывающиеся передачи ( $\chi_1 \approx 1$ ). При невыполнении этого условия (см. стр. 49) необходимо учесть влияние  $K_{\kappa\kappa}$  для отдельных передач на коэффициент  $\chi_1$  и разбивку передаточного числа междуступенями. Пользуясь рекомендациями по выбору  $K_{\kappa\kappa}$  для неприрабатывающихся передач редуктора по обыч-

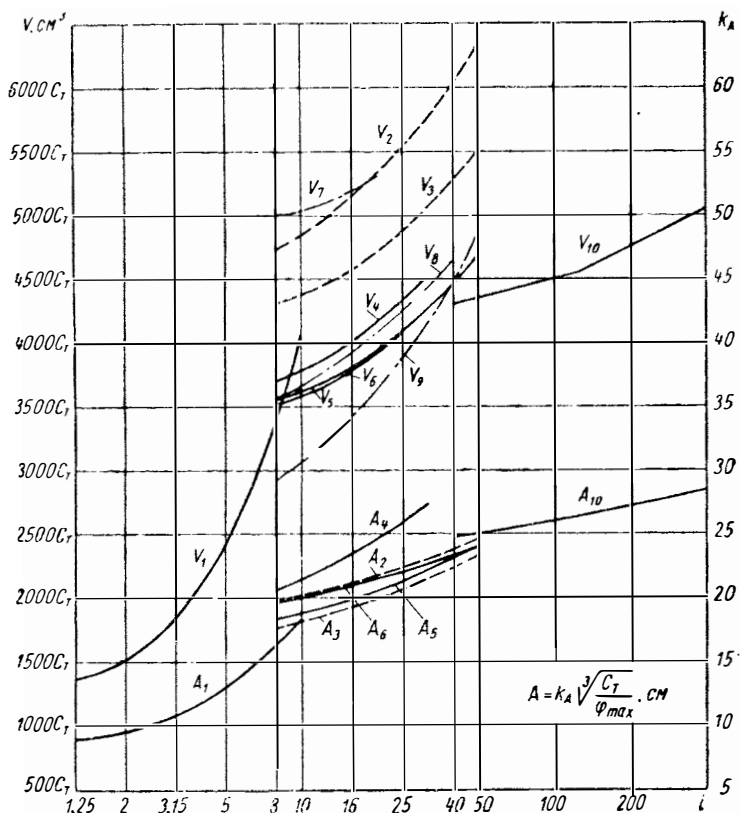
ной схеме (см. фиг. 11) и по схеме с раздвоенной быстроходной ступенью [5], получим следующие результаты.

Комплекты передач по табл. 4 нерациональны и практического интереса не представляют. Для передач по табл. 5 с  $\frac{\varphi_B}{\varphi_T} = 1$  при  $\varphi_T = 1$  получаем для указанных



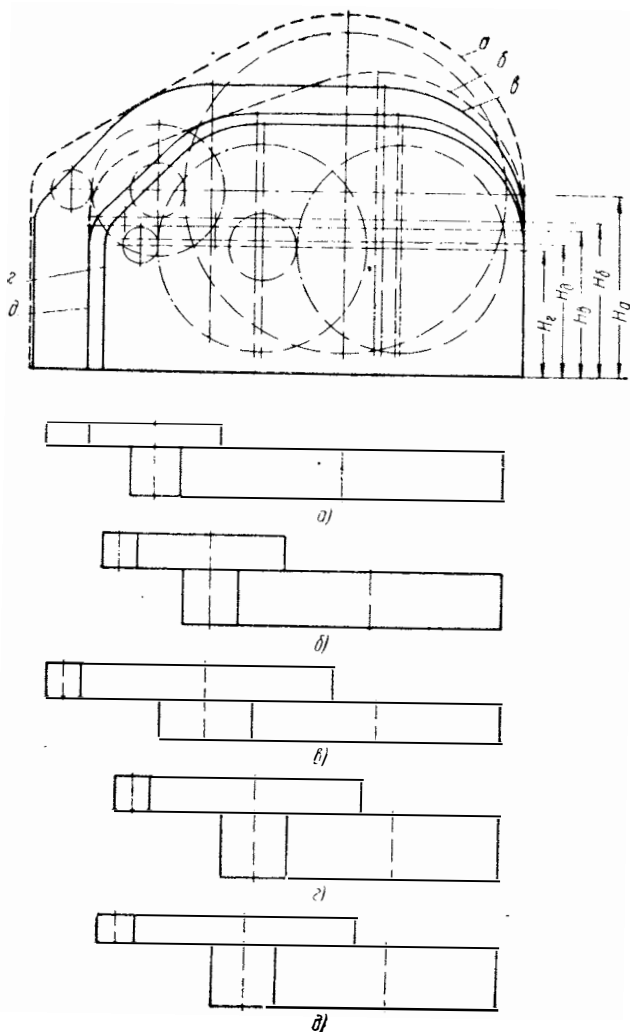
Фиг. 19. Зависимость основных и габаритных размеров (см. фиг. 11) и объемного показателя габаритов от  $i_T$  для комплекта передач двухступенчатого редуктора с  $i=20$  и  $\varphi_B=\varphi_T$

выше схем редукторов одинаковые значения  $\frac{K_B}{K_T} = 1,13$ , а при  $\varphi_T = 1,6$ , соответственно, 1,20 и 1,10. Для передач по табл. 6 имеем  $\frac{\varphi_B}{\varphi_T} = 0,56 \div 0,96$ , что при  $\varphi_T = 1$



Фиг. 20. Сравнение комплектов передач внешнего зацепления редукторов различных типов по суммарному межосевому расстоянию  $A$  и объемному показателю габаритов  $V$ :

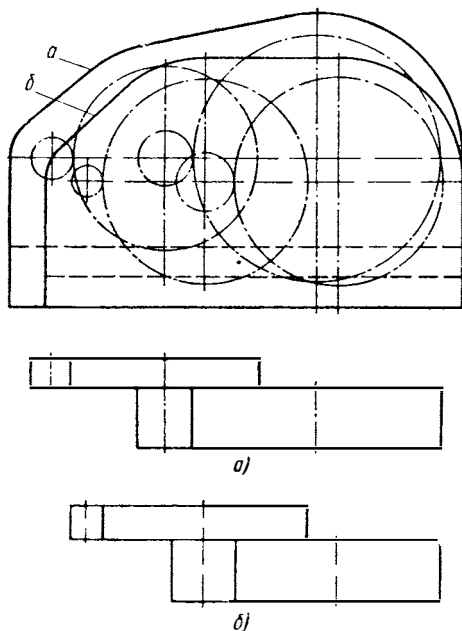
$A_1$  и  $V_1$  — для одноступенчатого редуктора;  $A_2$  и  $V_2$  — для двухступенчатого редуктора по развернутой схеме, спроектированного из условия получения наименьшего  $A$  при  $\psi_B = \psi_T$ ;  $A_3$  и  $V_3$  — то же при  $\psi_B = \psi_T$ ;  $A_4$  и  $V_4$  — для того же редуктора, но спроектированного из условия получения наименьшего  $V$  при  $\psi_B = \psi_T$ ;  $A_5$  и  $V_5$  — то же при  $\psi_B = \psi_T$ ;  $A_6$  и  $V_6$  — то же при оптимальном  $\frac{\psi_B}{\psi_T}$ ;  $V_7$  — для двухступенчатого соосного редуктора, спроектированного из условия получения наименьшего  $V$  при  $\psi_B = \psi_T$ ;  $V_8$  — то же при  $\psi_B = \psi_T$ ;  $V_9$  — то же при  $i_B = i_T$ ;  $A_{10}$  и  $V_{10}$  — для трехступенчатого редуктора (по табл. 10).



Фиг. 21. Соотношения размеров передач двухступенчатых редукторов с  $i=20$  при одинаковой несущей способности и  $\varphi_{\max}=1$ , спроектированных из условия получения:

$a-A_{\min}$  при  $\varphi_B=\varphi_T$ ;  $б-A_{\min}$  при  $\varphi_B=\varphi_T$ ;  $в-V_{\min}$  при  $\varphi_B=\varphi_T$ ;  $г-V_{\min}$  при  $\varphi_B=\varphi_T$ ;  $д-V_{\min}$  при  $\varphi_B=\varphi_T$ ;  $е-V_{\min}$  при  $\varphi_B=\varphi_T$ ;  $ж-V_{\min}$  при наивыгоднейшем соотношении  $\varphi_B$  и  $\varphi_T$ .

даст для указанных схем редукторов  $\frac{K_B}{K_T} = 0,98 \div 1,12$  и  $1,06 \div 1,12$ , а при  $\varphi_T = 1,6$ , соответственно,  $0,95 \div 1,15$  и  $1,0 \div 1,1$ . При этих отклонениях  $\frac{K_B}{K_T}$  и  $\chi_1$  от единицы



Фиг. 22. Соотношения размеров передач двухступенчатых редукторов с  $i=20$  и одинаковой несущей способностью:

*a*—с параметрами по ГОСТ 2185-55, при  $\varphi_B < \varphi_T$  и  $\varphi_T = 1,1$ ; *б*—с параметрами, взятыми по табл. 5, при  $\varphi_B = \varphi_T = 1$ .

колебания  $i_T$  получаются незначительными и как максимум доходят до  $+4\%$ , что можно учесть округлением значений  $i_T$  по табл. 5 и 6 в сторону большего. Следовательно, данными табл. 5 и 6 можно пользоваться для неприрабатывающихся или частично прирабатывающихся передач, особенно при  $\varphi < 1,6$

В заключение напомним, что в настоящей главе приведены все необходимые формулы для выбора оптималь-



ной разбивки передаточного числа при любом значении  $x_1$ .

Второй расчетный случай характеризуется условием равнопрочности по формуле (28). Все выведенные в этой главе формулы остаются справедливыми и могут быть использованы для выявления оптимальных соотношений параметров передач. Однако, в этом случае  $x_2$  определяется по формуле (29) и может значительно отличаться от 1, а поэтому нельзя использовать результаты исследования комплектов передач с  $x_1=1$ .

Третий расчетный случай характеризуется условием равнопрочности (30). В формулы (57)–(60), (66)–(70), (77), (79) вместо  $x_1$  нужно подставить  $x_3 \sqrt[3]{i_T}$ .

Формулы (61) и (80) заменяются формулами

$$i_T = \sqrt[8]{\left(\frac{\psi_T}{\psi_B} x_3 i\right)^3}; \quad (81)$$

$$\begin{aligned} & \frac{i_T^2}{i} (4i_T + 3i + 2) = \\ & = x_3 \frac{\sqrt[3]{i_T}}{3} \left( 8 \frac{i}{i_T^2} + 5 \frac{3i+1}{i_T} + \frac{2i_T}{i} + 10 \right) + 1. \end{aligned} \quad (82)$$

Формулы (62) и (71) остаются справедливыми при условии подстановки в них значений  $i_T$ ,  $\frac{\psi_T}{\psi_B}$  и  $\frac{\varphi_T}{\varphi_B}$ , найденных для третьего расчетного случая.

Для оценки влияния расчетных случаев на оптимальную разбивку передаточного числа между ступенями сравним, например, передаточные числа для третьего ( $i_{T3}$ ) и первого ( $i_{T1}$ ) расчетных случаев при заданных одинаковых отношениях  $\frac{\psi_T}{\psi_B}$ .

Из формул (61) и (81) получаем

$$\frac{i_{T3}}{i_{T1}} = \sqrt[24]{\frac{\psi_T}{\psi_B} x_3 i} \sqrt[3]{\frac{x_3}{x_1}}.$$

В частном случае, если принять  $x_1=x_3=1$  и  $\psi_B=\psi_T$ , получаем

$$\frac{i_{T3}}{i_{T1}} = \sqrt[24]{i}.$$

Таким образом, при  $i=8, 20$  и  $50$  увеличение  $i_{T3}$  против  $i_{T1}$  будет, соответственно, в 1,060; 1,133 и 1,177 раз или на 6, 13 и 18%.

---

## ГЛАВА IV

### ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА РАЗМЕРЫ КОМПЛЕКТА ИЗ ДВУХ ПЕРЕДАЧ ПО СООСНОЙ СХЕМЕ (двухступенчатые двухосные редукторы)

#### КРИТЕРИИ ДЛЯ ОЦЕНКИ РАЗМЕРОВ КОМПЛЕКТА ПЕРЕДАЧ

Двухступенчатые двухосные (соосные) редукторы получили широкое применение благодаря расположению входного и выходного валов на одной оси; это обеспечивает удобство компоновки привода и ведет к сокращению габаритов как редуктора, так и всего привода в целом.

При расположении валов в одной горизонтальной плоскости конструкция редуктора получается более простой (один горизонтальный разъем), легко осуществляется простейший способ смазки передач — окунанием в масляную ванну; условие смазки в этом случае имеет вид

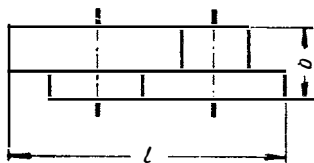
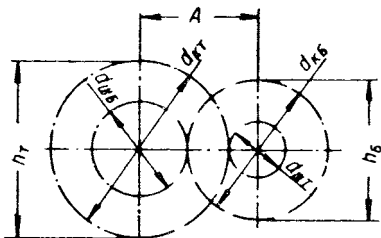
$$d_{кБ} \leq d_{кТ}.$$

При расположении валов в одной вертикальной плоскости конструкция редуктора усложняется, так как необходимо иметь два горизонтальных или один вертикальный разъем, смазка передач окунанием в масляную ванну или другим способом обычно также требует более сложных решений. Однако такие редукторы занимают меньшую площадь и позволяют сократить горизонтальные габариты всего привода.

Приведенное условие, налагаемое на размеры зубчатых колес смазкой, отпадает при расположении ва-

лов в одной вертикальной плоскости, а также при расположении валов в одной горизонтальной плоскости и применении других способов смазки, не требующих непосредственного окунаия колес в масляную ванну.

В соосных редукторах межосевое расстояние  $A$  является внутренним размером редуктора, не влияющим на взаимное расположение механизмов привода; поэтому влияние параметров передач на размер  $A$  в этой главе не рассматривается. Сравнение же различных вариантов редукторов производится только по габаритным размерам комплектов передач, для чего пользуемся *объемным показателем габарита  $V$* , а также *средним линейным габаритом комплекта передач  $a$* .



Фиг. 23. Комплект из двух передач по соосной схеме.

Выразим габаритные размеры комплекта через основные параметры входящих в него передач (фиг. 23):

а) продольный габарит

$$l = A + \frac{d_{кТ}}{2} + \frac{d_{кБ}}{2} = \left( 1 + \frac{i_T}{i_T + 1} + \frac{i_B}{i_B + 1} \right) A;$$

б) поперечный габарит

$$h_T = d_{кТ} = \frac{2i_T}{i_T + 1} A \quad \text{при} \quad h_T \geq h_B;$$

$$h_B = d_{кБ} = \frac{2i_B}{i_B + 1} A \quad \text{при} \quad h_T \leq h_B;$$

в) осевой габарит

$$b = (\psi_B + \psi_T) A.$$

Объемные показатели габарита комплекта передач

$$V_T = h_T l b \quad \text{при} \quad h_T \geq h_B,$$

$$V_B = h_B l b \quad \text{при} \quad h_T \leq h_B.$$

Из последних выражений

$$\frac{V_B}{V_T} = \frac{h_B}{h_T}.$$

Подставив в формулы для  $V_T$  и  $V_B$  значения  $l$ ,  $h$ ,  $b$  и заменив  $i_B$  на  $\frac{i}{i_T}$ , получаем следующие формулы, связывающие показатели габаритов комплекта с геометрическими параметрами передач:

$$V_T = \frac{2i_T}{i_T + 1} \left( \frac{i}{i + i_T} + \frac{2i_T + 1}{i_T + 1} \right) \left( \frac{\psi_B}{\psi_T} + 1 \right) \psi_T A^3; \quad (83)$$

$$V_B = \frac{2i}{i + i_T} \left( \frac{i}{i + i_T} + \frac{2i_T + 1}{i_T + 1} \right) \left( \frac{\psi_B}{\psi_T} + 1 \right) \psi_T A^3; \quad (84)$$

$$V_B = \frac{i}{i_T} \frac{i_T + 1}{i + i_T} V_T. \quad (85)$$

Если теперь перейти от коэффициентов ширины колес  $\psi$  к относительным ширинам шестерен  $\varphi$ , подставив в формулы (83) и (84)

$$\psi_B = \frac{2i_T}{i + i_T} \varphi_B \quad \text{и} \quad \psi_T = \frac{2}{i_T + 1} \varphi_T,$$

то получим формулы следующего вида:

$$\begin{aligned} V_T &= \frac{4i_T}{i_T + 1} \left( \frac{i}{i + i_T} + \frac{2i_T + 1}{i_T + 1} \right) \times \\ &\times \left( \frac{i_T}{i + i_T} \frac{\varphi_B}{\varphi_T} + \frac{1}{i_T + 1} \right) \varphi_T A^3; \end{aligned} \quad (86)$$

$$V_B = \frac{4i}{i+i_T} \left( \frac{i}{i+i_T} + \frac{2i_T+1}{i_T+1} \right) \times \\ \times \left( \frac{i_T}{i+i_T} \frac{\varphi_B}{\varphi_T} + \frac{1}{i_T+1} \right) \varphi_T A^3. \quad (87)$$

Вследствие равенства  $\frac{V_B}{V_T} = \frac{h_B}{h_T} = \frac{d_{KB}}{d_{KT}}$  одинаковые показатели габарита (пересечение кривых  $V_B$  и  $V_T$ ) получаются при  $d_{KB} = d_{KT}$ , то есть при условии одинакового погружения колес в масляную ванну. Совместное решение уравнений (85) и  $V_B = V_T$  дает равенство

$$i_B = i_T = \sqrt{i}.$$

#### ПОЛУЧЕНИЕ НАИМЕНЬШИХ ГАБАРИТНЫХ РАЗМЕРОВ КОМПЛЕКТА ИЗ ДВУХ ПЕРЕДАЧ

Для первого расчетного случая (см. стр. 19) равнопрочность обеих передач против контактных разрушений выражается формулой (26).

Особенность соосной схемы заключается в равенстве межосевых расстояний быстроходной и тихоходной ступеней; поэтому условие равнопрочности здесь предопределяет разбивку передаточного числа между ступенями, если задано  $\frac{\psi_B}{\psi_T}$  или  $\frac{\varphi_B}{\varphi_T}$  или же дает возмож-

ность найти отношение ширин зубчатых колес при заданной разбивке, например,  $i_B = i_T$  из условий смазки.

Подставив  $A_B = A_T$  в формулу (57), получим условие равнопрочности при пользовании коэффициентами ширины колес

$$\frac{\psi_B}{\psi_T} = \frac{(i+i_T)^3}{i^2(i_T+1)^3} \kappa_1 \quad (88)$$

или, решив его относительно  $i_T$ , получаем

$$i_T = \frac{i - \sqrt[3]{i^2 \frac{\psi_B}{\psi_T} \frac{1}{\kappa_1}}}{\sqrt[3]{i^2 \frac{\psi_B}{\psi_T} \frac{1}{\kappa_1}} - 1}. \quad (89)$$

По последней формуле можно производить разбивку передаточного числа между ступенями из условия равнопрочности передач при заданном отношении  $\frac{\psi_B}{\psi_T}$ .

Определим связь объемных показателей габаритов комплектов с требуемой несущей способностью  $C_T$ ; для этого подставим [см. формулу (5)]

$$\psi_T A^3 = \frac{29^2}{10} \frac{(i_T + 1)^3}{i_T^2} C_T$$

в формулы (83) и (84):

$$V_T = \frac{29^2}{5} \frac{(i_T + 1)^2}{i_T} \left( \frac{i}{i + i_T} + \frac{2i_T + 1}{i_T + 1} \right) \times \\ \times \left( \frac{\psi_B}{\psi_T} + 1 \right) C_T; \quad (90)$$

$$V_B = \frac{29^2}{5} \frac{i (i_T + 1)^3}{i_T^2 (i + i_T)} \times \\ \times \left( \frac{i}{i + i_T} + \frac{2i_T + 1}{i_T + 1} \right) \left( \frac{\psi_B}{\psi_T} + 1 \right) C_T. \quad (91)$$

При  $\psi_B = \psi_T$  и  $\alpha_1 = 1$  формулы (89) — (91) упрощаются и принимают вид:

$$i_T = \frac{i - \sqrt[3]{i^2}}{\sqrt[3]{i^2} - 1}; \quad (92)$$

$$V_T = \frac{29^2}{2,5} \frac{(i_T + 1)^2}{i_T} \left( \frac{i}{i + i_T} + \frac{2i_T + 1}{i_T + 1} \right) C_T; \quad (93)$$

$$V_B = \frac{29^2}{2,5} \frac{(i + i_T)^2}{ii_T^2} \left( \frac{i}{i + i_T} + \frac{2i_T + 1}{i_T + 1} \right) C_T. \quad (94)$$

Если отношение  $\frac{\psi_B}{\psi_T}$  из формулы (88) подставить в

формулы (90) и (91), то получим формулы для определения показателя  $V$  комплекта равнопрочных пере-

дач с заданным распределением передаточных чисел между ступенями и отношением ширин колес  $\left(\frac{\psi_B}{\psi_T}, \frac{\varphi_B}{\varphi_T}\right)$  или  $\frac{B_B}{B_T}$ , обеспечивающим равнопрочность. Эти формулы имеют следующий вид:

$$V_T = \frac{29^2}{5} \frac{(i_T + 1)^2}{i_T} \left( \frac{i}{i + i_T} + \frac{2i_T + 1}{i_T + 1} \right) \times \\ \times \left[ \frac{(i + i_T)^3 \kappa_1}{i^2 (i_T + 1)^3} + 1 \right] C_T; \quad (95)$$

$$V_B = \frac{29^2}{5} \frac{i (i_T + 1)^3}{i_T^2 (i + i_T)} \times \\ \times \left( \frac{i}{i + i_T} + \frac{2i_T + 1}{i_T + 1} \right) \left[ \frac{(i + i_T)^3 \kappa_1}{i^2 (i + 1)^3} + 1 \right] C_T. \quad (96)$$

Проведем исследование полученных зависимостей для частного случая, когда  $\kappa_1 = 1$ .

На фиг. 24 показаны кривые изменения  $V_B$  и  $V_T$  в зависимости от  $i_T$ , построенные для  $i = 8, 20$  и  $50$  по двум последним формулам, обеспечивающим равнопрочность передач. До пересечения кривых  $V_B$  и  $V_T$ , которое имеет место при  $i_B = i_T = \sqrt{i}$ , габаритные размеры комплекта передач определяются по кривой  $V_B$ , так как она проходит выше кривой  $V_T$ . Правее точки пересечения кривая  $V_T$  проходит выше, и она определяет габариты передачи.

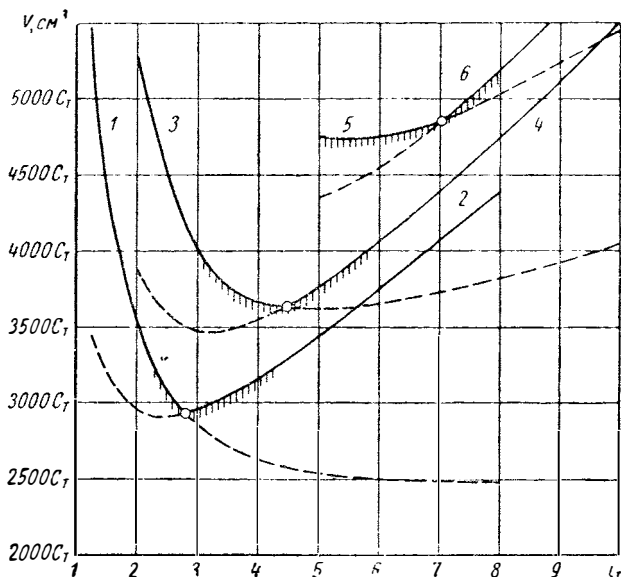
Действующие участки кривых на фиг. 24 проведены сплошными линиями. В отличие от комплектов передач по развернутой схеме (см. фиг. 14—16) для соосной схемы минимум функции  $V_B$  и  $V_T$  не заходит на действующие участки кривых только при малых  $i$  (на фиг. 24 при  $i = 8$  и  $20$ ); в этом случае наименьший показатель габарита получается в пересечении кривых  $V_B = V_T$ , что соответствует  $i_T = \sqrt{i}$ .

При больших  $i$  минимум функции  $V_B$  попадает на действующий участок кривой и наименьший показатель габарита получается при  $i_T < \sqrt{i}$ . Кривая для комп-



лекта с  $i=50$  (см. фиг. 24) имеет минимум функции  $V_T$  при  $i_T \approx 5,5$ , а дополнительное снижение  $V$  против его значения при  $i_T = \sqrt{i} = 7,1$  составляет всего 2,5%. Это соответствует снижению среднего линейного габаритного размера  $a$  комплекта менее чем на 1%.

Из сравнения фиг. 24 с фиг. 14—16 следует, что при соосных схемах габариты комплектов передач менее



Фиг. 24. Зависимость объемного показателя  $V$  габаритов комплекта передач двухступенчатого соосного редуктора от  $i_T$ :

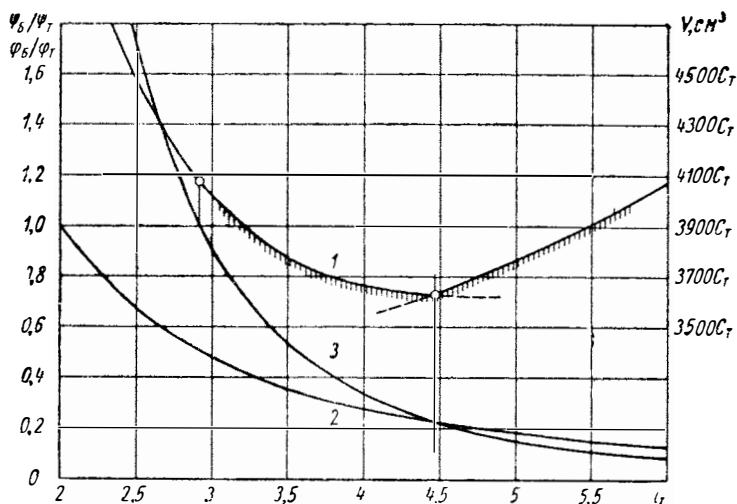
1— $V_B$  при  $i=8$ ; 2— $V_T$  при  $i=8$ ; 3— $V_B$  при  $i=20$ ; 4— $V_T$  при  $i=20$ ; 5— $V_B$  при  $i=50$ ; 6— $V_T$  при  $i=50$  (отштрихованные участки кривых соответствуют отклонению  $V$  от  $V_{\min}$  не более чем на 10%).

чувствительны к выбору  $i_T$ . Например, при  $i=20$  колебание  $V$  в пределах 10% получается при изменении  $i_T$  в пределах 3—5,7 для соосных схем и в пределах 2,9—4,2 для развернутых при  $\varphi_B = \varphi_T$ .

На фиг. 24 каждому значению  $i_T$  соответствует определенное отношение  $\frac{\psi_B}{\psi_T}$  или  $\frac{\varphi_B}{\varphi_T}$ . Характер этой зависимости показан кривыми на фиг. 25, которые по-

строены по формулам (88) и (97) при  $\alpha_1 = 1$  для комплектов передач с  $i = 20$ , и могут быть сопоставлены с аналогичными кривыми на фиг. 18 для редукторов по развернутой схеме.

В табл. 7 приведены параметры и характеристики комплектов соосных передач, спроектированных при ус-



Фиг. 25. Зависимость  $V$ ,  $\frac{\psi_B}{\psi_T}$  и  $\frac{\phi_B}{\phi_T}$  комплекта передач двухступенчатого соосного редуктора с  $i = 20$  от  $i_T$ :

$$1 - V; \quad 2 - \frac{\psi_B}{\psi_T}; \quad 3 - \frac{\phi_B}{\phi_T}.$$

ловии  $\psi_B = \psi_T$  и  $\alpha_1 = 1$ . Как видно из таблицы, в приведенных комплектах наблюдается весьма неравномерное распределение передаточных чисел между ступенями ( $i_B \gg i_T$ ), что делает такие комплекты непригодными для редукторов с  $i > 20$ .

Рассматриваемые комплекты характеризуются завышенными габаритами и совершенно не удовлетворяют условию смазки окунанием при расположении валов в одной горизонтальной плоскости.

При пользовании относительными ширинами шестерен  $\phi$  условие равнопрочности передач, а

7. Параметры и характеристики передач двухступенчатого соосного редуктора  
при  $\psi_B = \psi_T$

$i$	$i_T$	$i_B$	$\frac{\varphi_T}{\varphi_B}$	$\psi_T$ ( $\varphi_B > \varphi_T$ )	$A$ в см		$V$ в см <sup>3</sup>	$a$ в см
8	1,33	6,00	0,333	$0,286\varphi_B$	$8,43 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\psi_T}}$	$12,80 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_B}}$	$5000C_T$	$17,10 \sqrt[3]{C_T}$
10	1,47	6,78	0,318	$0,257\varphi_B$	$8,37 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\psi_T}}$	$13,18 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_B}}$	$5020C_T$	$17,13 \sqrt[3]{C_T}$
12,5	1,62	7,71	0,301	$0,230\varphi_B$	$8,32 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\psi_T}}$	$13,60 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_B}}$	$5100C_T$	$17,21 \sqrt[3]{C_T}$
16	1,81	8,87	0,284	$0,203\varphi_B$	$8,30 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\psi_T}}$	$14,10 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_B}}$	$5200C_T$	$17,32 \sqrt[3]{C_T}$
20	1,99	10,05	0,270	$0,181\varphi_B$	$8,27 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\psi_T}}$	$14,63 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_B}}$	$5300C_T$	$17,44 \sqrt[3]{C_T}$

также формулы для  $V_T$  и  $V_B$  можно получить, подставив в уравнения (88), (90) и (91) выражение

$$\frac{\psi_B}{\psi_T} = \frac{i_T(i_T + 1)}{i + i_T} \frac{\varphi_B}{\varphi_T}.$$

Условие равнопрочности принимает вид

$$\frac{\varphi_B}{\varphi_T} = \frac{(i + i_T)^4}{i^2 i_T (i_T + 1)^4} \kappa_1, \quad (97)$$

представляет собою уравнение 5-й степени относительно  $i_T$  и может быть решено методом последовательных приближений. Относительно  $i$  уравнение приводится к квадратному, решение которого дает:

$$i = i_T (P \pm \sqrt{P^2 - 1}), \quad (98)$$

где вспомогательная величина

$$P = \frac{(i_T + 1)^2}{2\sqrt{i_T}} \sqrt{\frac{\varphi_B}{\varphi_T} \frac{1}{\kappa_1}} - 1. \quad (99)$$

Формулы для показателей габарита

$$V_T = \frac{29^2}{5} \frac{(i_T + 1)^2}{i_T} \left[ \frac{i}{i + i_T} + \frac{2i_T + 1}{i_T + 1} \right] \times \\ \times \left[ \frac{i_T(i_T + 1)}{i + i_T} \frac{\varphi_B}{\varphi_T} + 1 \right] C_T; \quad (100)$$

$$V_B = \frac{29^2}{5} \frac{i(i + 1)^3}{i_T^2(i + i_T)} \times \\ \times \left[ \frac{i}{i + i_T} + \frac{2i_T + 1}{i_T + 1} \right] \left[ \frac{i_T(i_T + 1)}{i + i_T} \frac{\varphi_B}{\varphi_T} + 1 \right] C_T. \quad (101)$$

При одинаковых относительных ширинах шестерен  $\varphi_B = \varphi_T$  формулы (97)–(101) несколько упрощаются.

Проанализируем полученные зависимости для частного случая, когда  $\kappa_1 = 1$ .

В табл. 8 даны параметры и характеристики комплектов соосных передач, спроектированных при условии  $\varphi_B = \varphi_T$  и  $\chi_1 = 1$ . Значения  $i_T$  для таблицы определялись решением уравнения

$$(i + i_T)^4 = i^2 i_T (i_T + 1)^4,$$

полученного из формулы (97) при  $\varphi_B = \varphi_T$  и  $\chi_1 = 1$ .

Как видно из таблицы, и для приведенных комплектов передач сохраняется значительная неравномерность распределения передаточных чисел между ступенями ( $i_B > i_T$ ) и не выдерживается условие одинакового погружения зубчатых колес в масляную ванну ( $d_{KB} = d_{KT}$ ).

Параметры и характеристики комплектов соосных передач, спроектированных из условия  $i_B = i_T$  и  $\chi_1 = 1$  приведены в табл. 9. При этом условии получим наименьшие показатели габарита  $V$  при  $i$  до 25 и одинаковое погружение колес в масляную ванну при всех  $i$  для редукторов с расположением валов в одной горизонтальной плоскости.

Получаемые по табл. 7, 8 и 9 соотношения размеров передач показаны на фиг. 26—28, на которых схематически, с соблюдением масштаба, изображены комплекты передач при  $\varphi_{\max} = 1$ .

Из сопоставления указанных схем можно сделать следующие выводы:

1. При  $i = 8$  наиболее удачными являются комплекты передач, спроектированные из условия  $i_B = i_T$  или  $\varphi_B = \varphi_T$ ; комплекты с  $\varphi_B = \varphi_T$  приводят к завышенным габаритам и неудачному соотношению  $i_B$  и  $i_T$ ; комплекты с  $i_B < i_T$  — к слишком большой разнице ширин колес в передачах.

2. При  $i = 20$  наиболее удачным по соотношению размеров является комплект с  $\varphi_B = \varphi_T$ , комплект передач с одинаковыми расчетными условиями и с  $i_B = i_T$  приводит к слишком большой разнице в ширинах колес. Редукторы со средними передаточными числами при отсутствии требования одинакового погружения колес в масляную ванну (вертикальные и др.) могут быть выполнены с полным использованием несущей способности обеих передач. При наличии условия  $i_B = i_T$  необходимо дополнительными мерами уменьшить разницу в

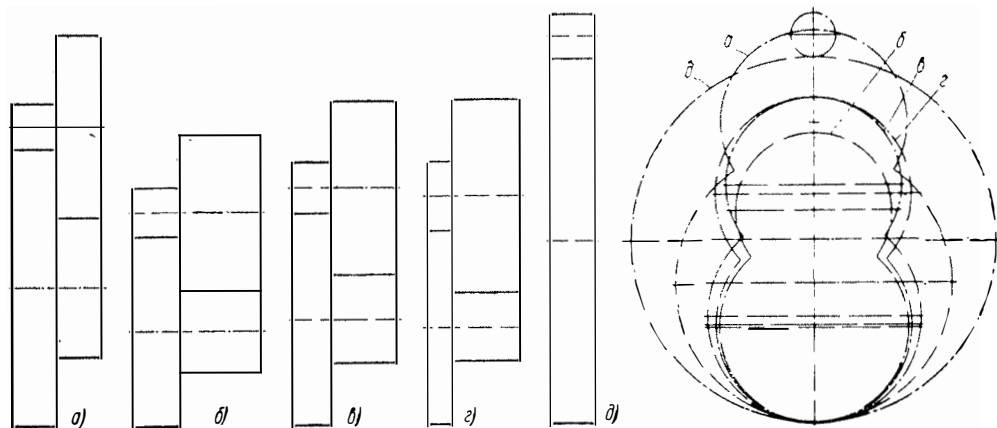
**8. Параметры и характеристики передач двухступенчатого  
соосного редуктора при  $\varphi_B = \varphi_T$**

$i$	$i_T$	$i_B$	$\frac{\psi_B}{\psi_T}$	$\psi_T$ ( $\psi_T > \psi_B$ )	$A$ в см	$V$ в см³	$a$ в см
8	1,98	4,05	0,590	$0,671\varphi_T$	$9,45 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	$3550C_T$	$15,25 \sqrt[3]{C_T}$
10	2,17	4,61	0,565	$0,635\varphi_T$	$9,65 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	$3670C_T$	$15,40 \sqrt[3]{C_T}$
12,5	2,39	5,23	0,545	$0,590\varphi_T$	$9,90 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	$3780C_T$	$15,60 \sqrt[3]{C_T}$
16	2,65	6,04	0,520	$0,548\varphi_T$	$10,20 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	$3930C_T$	$15,80 \sqrt[3]{C_T}$
20	2,92	6,85	0,500	$0,510\varphi_T$	$10,50 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	$4070C_T$	$16,00 \sqrt[3]{C_T}$
25	3,21	7,79	0,480	$0,475\varphi_T$	$10,85 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	$4240C_T$	$16,20 \sqrt[3]{C_T}$
31,5	3,55	8,87	0,462	$0,440\varphi_T$	$11,25 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	$4420C_T$	$16,40 \sqrt[3]{C_T}$
40	3,93	10,18	0,440	$0,406\varphi_T$	$11,70 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	$4640C_T$	$16,70 \sqrt[3]{C_T}$

**9. Параметры и характеристики передач двухступенчатого соосного редуктора при  $i_B = i_T$  и соотношениях  $\psi_B$  и  $\psi_T$  или  $\varphi_B$  и  $\varphi_T$ , выбранных из условия равнопрочности передач**

$i$	$i_B = \frac{\psi_B}{\psi_T} = \frac{\varphi_B}{\varphi_T}$	$\frac{\psi_B}{\psi_T} = \frac{\varphi_B}{\varphi_T}$	$\frac{\psi_T}{\varphi_T}$ ( $\varphi_T > \varphi_B$ )	$A$ в см	$V$ в см <sup>3</sup>	$a$ в см
8	2,83	0,354	$0,522\varphi_T$	$10,40 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	$2920C_T$	$14,29 \sqrt[3]{C_T}$
10	3,16	0,316	$0,481\varphi_T$	$10,80 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	$3055C_T$	$14,51 \sqrt[3]{C_T}$
12,5	3,54	0,283	$0,441\varphi_T$	$11,25 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	$3220C_T$	$14,77 \sqrt[3]{C_T}$
16	4,00	0,250	$0,400\varphi_T$	$11,80 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	$3420C_T$	$15,07 \sqrt[3]{C_T}$
20	4,47	0,224	$0,366\varphi_T$	$12,35 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	$3630C_T$	$15,37 \sqrt[3]{C_T}$
25	5,00	0,200	$0,333\varphi_T$	$13,00 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	$3880C_T$	$15,71 \sqrt[3]{C_T}$
31,5	5,61	0,178	$0,303\varphi_T$	$13,70 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	$4150C_T$	$16,07 \sqrt[3]{C_T}$
40	6,33	0,158	$0,273\varphi_T$	$14,45 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	$4500C_T$	$16,51 \sqrt[3]{C_T}$
50	7,07	0,142	$0,248\varphi_T$	$15,25 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$	$4860C_T$	$16,94 \sqrt[3]{C_T}$

Примечание. Комплекты передач с этими параметрами до  $i = 25$  имеют наименьшие  $V$  и  $a$ , при больших  $i$  наблюдается превышение табличного  $V$  над  $V_{\min}$ , достигающее 2,5% при  $i = 50$ .



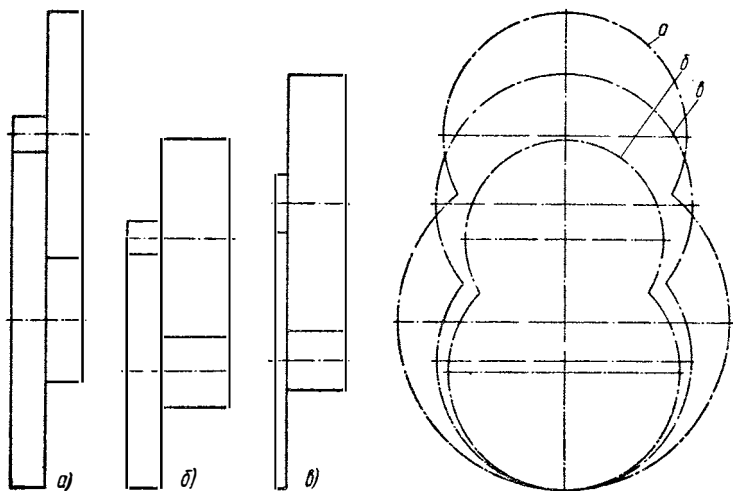
Фиг. 26. Соотношения размеров передач соосных редукторов с  $i=8$  при одинаковой несущей способности, равнопрочности передач и одинаковых расчетных условиях:

$a$ —при  $\psi_B=\psi_T=1$  и  $\varphi_{\min}=1$ ;  $б$ —при  $\varphi_B=\varphi_T=1$ ;  $в$ —при  $\varphi_B=\varphi_T=0.75$ ;  $г$ —при  $i_B=i_T$  и  $\varphi_{\max}=1$ ;  $д$ —размеры передачи одноступенчатого редуктора с той же несущей способностью и  $\varphi=1$  (показано для сравнения).



ширинах колес, например выбором различных материалов и термической обработки шестерен и колес или, как это часто делается, простым увеличением ширины колеса быстроходной ступени.

3. При  $i=50$  комплекты с равнопрочными передачами при  $\psi_B = \psi_T$  и  $\phi_B = \phi_T$  невыполнимы вследствие слишком большого значения  $i_B > 10$ , при  $i_B = i_T$  полу-



Фиг. 27. Соотношения размеров передач соосных редукторов с  $i=20$  при одинаковой несущей способности, равнопрочности передач, одинаковых расчетных условиях и  $\Phi_{\max}=1$ :

а—при  $\psi_B = \psi_T$ ; б—при  $\phi_B = \phi_T$ ; в—при  $i_B = i_T$ .

чается неприемлемая разница в ширинах колес; наиболее удачным получается комплект с предельным  $i_B = 10$  и  $i_T = 5$  — этот комплект имеет минимальный показатель габарита  $V$ , но не удовлетворяет условию рационального погружения колес в масляную ванну ( $i_B \leq i_T$ ).

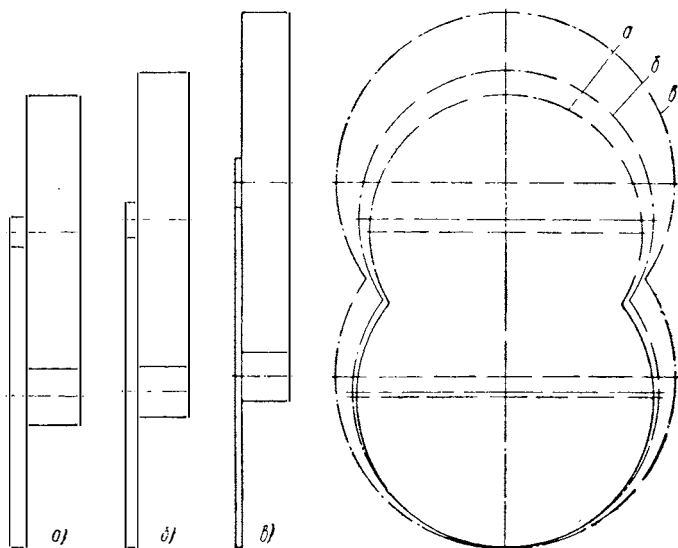
Выполнение соосных редукторов с равнопрочными передачами при одинаковых расчетных условиях затруднительно и часто требует дополнительных мер, указанных в п. 2; применение рассматриваемых редукторов, особенно при расположении валов в одной горизонтальной плоскости, не всегда оправдано.

Для сопоставления характеристик редукторов различных типов на фиг. 20 нанесены кривые изменения

У для комплектов передач по соосной схеме, рассчитанных при условиях  $\psi_B = \psi_T$ ,  $\varphi_B = \varphi_T$  и  $i_B = i_T$ .

Соотношения параметров передач для комплектов с  $x_1 = 1$ , указанные в табл. 7, 8 и 9, справедливы для прирабатывающихся передач.

Для выяснения возможности использования этих данных при проектировании комплектов неприрабатывающихся



Фиг. 28. Соотношения размеров передач соосных редукторов с  $i=50$  при одинаковой несущей способности, равнопрочности передач, одинаковых расчетных условиях и  $\Phi_{\max}=1$ :  
 а—при  $i_B=10$  и  $i_T=5$ ; б—при  $i_B=8,9$  и  $i_T=5,6$  в—при  $i_B=i_T=7,07$ .

вающихся передач проведем анализ влияния колебаний  $K_{кц}$  на параметры передач, аналогичный изложенному на стр. 49—51.

Для передач по табл. 7 отклонения  $\frac{K_B}{K_T}$  и  $x_1$  от 1 оказывают заметное влияние на разбивку передаточных чисел. Однако комплекты передач с  $\psi_B = \psi_T$  для соосных редукторов нерациональны и практически не применяются. Поэтому дальнейший анализ табл. 7; приведенной здесь для сравнения, не требуется.

Для передач по табл. 8 с  $\frac{\varphi_B}{\varphi_T} = 1$  при  $\varphi_T = 1$  и 1,6 получаем  $\frac{K_B}{K_T} = 0,95$  и 0,94, т. е. коэффициент  $\kappa_1$  незначительно отклоняется от 1, что может быть учтено округлением  $i_T$  в сторону меньшего значения.

Для передач по табл. 9 имеем  $\frac{\varphi_B}{\varphi_T} = 0,14 \div 0,35$ , что при  $\varphi_T = 1$  и 1,6 дает, соответственно,  $\frac{K_B}{K_T} = 0,80 \div 0,83$  и  $0,67 \div 0,72$ ; в этих передачах коэффициент  $\kappa_1$  существенно меньше 1.

Рассматриваемые комплекты передач имеют  $i_B = i_T$  и влияние  $\kappa_1$  сказывается на  $\varphi_B$ . Поскольку  $\frac{\varphi_B}{\varphi_T} = \frac{\kappa_1}{\sqrt{i}}$ , а  $\kappa_1$  выбирается в зависимости от  $\frac{\varphi_B}{\varphi_T}$ , задачу уточнения последнего отношения приходится решать методом последовательных приближений. Ввиду малого влияния  $\frac{\varphi_B}{\varphi_T}$  на  $\kappa_1$  при выбранном  $\varphi_T$  можно принимать  $\kappa_1$  за постоянную величину, например, при  $\varphi_T = 1,6$  принимаем  $\kappa_1 = 0,7$  и тогда  $\frac{\varphi_B}{\varphi_T}$  уменьшается против табличных значений в  $\kappa_1$  раз или на 30%, а осевой габарит и объемный показатель  $V$  — на 6%, что, однако, не имеет большого практического значения ввиду часто применяемого искусственного увеличения ширины колеса быстроходной ступени (см. стр. 88).

Второй расчетный случай характеризуется условием равнопрочности по формуле (28). Все приведенные в настоящей главе формулы справедливы, но коэффициент  $\kappa_1$  определяемый по формуле (29), может существенно отличаться от 1; использовать результаты исследований комплектов передач при  $\kappa_1 = 1$  возможно только с соответствующими коррективами. В частности, для соосных комплектов передач как для первого, так и для второго расчетных случаев целесообразно уве-

личивать  $\kappa_1$  и  $\kappa_2$ . Это делается, например, применением для деталей тихоходной ступени материалов с более высокими механическими свойствами, что увеличивает  $i_T$  по сравнению со случаем одинаковых расчетных условий для обеих ступеней.

Третий расчетный случай имеет условие равнопрочности передач [см. формулу (30)]. При расчете обеих передач на ограниченный срок службы в формулы (88), (95), (97) и (99) вместо  $\kappa_1$  нужно подставить  $\kappa_3 \sqrt[3]{i_T}$ .

Формулы (89) и (92) заменяются формулами

$$\left( \frac{i + i_T}{i_T + 1} \right)^3 \sqrt[3]{i_T} = \frac{\psi_B}{\psi_T} \frac{i^2}{\kappa_3}; \quad (102)$$

$$\left( \frac{i + i_T}{i_T + 1} \right)^3 \sqrt[3]{i_T} = i^2. \quad (103)$$

Формулы (90), (91), (93), (94), (98), (100) и (101) сохраняются при условии подстановки в них значений  $i_T$ ,  $\frac{\psi_T}{\psi_B}$  и  $\frac{\varphi_T}{\varphi_B}$ , подсчитанных для третьего расчетного случая.

Для оценки влияния на величину  $i_T$  различных расчетных случаев проведем соответствующий анализ, например при заданной разбивке передаточных чисел между ступенями.

Написав выражения  $\frac{\psi_B}{\psi_T}$  по формуле (88) для первого и третьего расчетных случаев и совместно решив эти уравнения, получаем

$$\left( \frac{\psi_B}{\psi_T} \right)_3 = \sqrt[3]{i_T} \frac{\kappa_3}{\kappa_1} \left( \frac{\psi_B}{\psi_T} \right)_1,$$

где  $\left( \frac{\psi_B}{\psi_T} \right)_1$  и  $\left( \frac{\psi_B}{\psi_T} \right)_3$  — отношения, соответственно, для первого и третьего расчетных случаев.

Таким образом, при  $x_1 = x_3$  и  $i_T = i_B = \sqrt[6]{i}$  получаем увеличение  $\frac{\psi_B}{\psi_T}$  в  $\sqrt[6]{i}$  раз, что при  $i=8, 20$  и  $50$  дает возрастание рассматриваемого отношения, соответственно, на 41, 65 и 92%. Абсолютные значения  $\left(\frac{\psi_B}{\psi_T}\right)_3$  при этих условиях можно определить по формуле  $\left(\frac{\psi_B}{\psi_T}\right)_3 = \frac{x_3}{\sqrt[3]{i}}$ .

Получаемые отношения ширин зубчатых колес при  $x_3=1$  и  $i=8, 20$  и  $50$  соответственно 0,500; 0,368 и 0,272 более благоприятные, чем указанные в табл. 9 (при расчете обеих передач по длительному пределу выносливости и  $x_1=1$ ).

---

## ГЛАВА V

### ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА РАЗМЕРЫ КОМПЛЕКТА ИЗ ТРЕХ ПЕРЕДАЧ ПО РАЗВЕРНУТОЙ СХЕМЕ (трехступенчатые редукторы)

#### КРИТЕРИИ ДЛЯ ОЦЕНКИ РАЗМЕРОВ КОМПЛЕКТА ПЕРЕДАЧ

Для оценки габаритных размеров комплекта из трех передач будем пользоваться, как и для редукторов других типов, *объемным показателем габарита  $V$  и средним линейным габаритным размером комплекта передач  $a$* .

Суммарное межосевое расстояние  $A$ , т. е. расстояние между осями входного и выходного валов редуктора, имеет второстепенное значение, так как непосредственно не влияет на вес и стоимость редуктора; при выборе параметров передач трехступенчатого редуктора  $A$  учитываться не будет.

Выбор схемы и соотношения параметров комплекта из трех передач с малыми габаритами основываются на результатах соответствующих исследований комплекта из двух передач по развернутой схеме (см. гл. III) с учетом особенностей трехступенчатых редукторов. Обычно применяемая схема с размещением быстроходной ступени в одной плоскости с тихоходной (фиг. 29) дает существенное сокращение осевого габарита комплекта.

Выведем формулы для объемного показателя габарита  $V$  комплекта по указанной схеме, приняв  $d_{кГ} = d_{кГ1}^*$ .

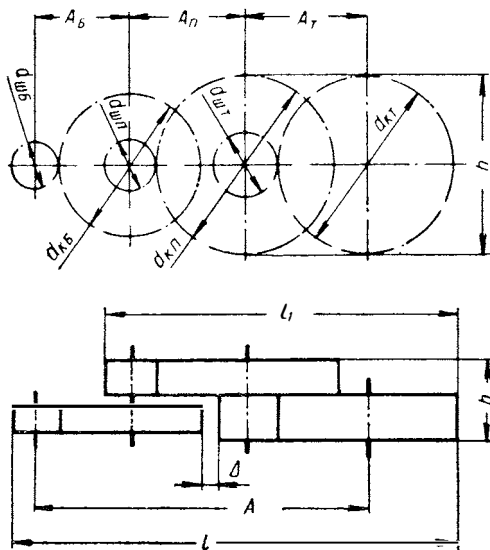
---

\* Индексом  $П$ , здесь и далее, отмечаются величины, относящиеся к промежуточной ступени.

а) продольный габарит

$$l = \frac{d_{шБ}}{2} + A_Б + A_П + A_Т + \frac{d_{кТ}}{2} =$$

$$= \frac{i_Б + 2}{i_Б + 1} A_Б + A_П + \frac{2i_Т + 1}{i_Т + 1} A_Т;$$



Фиг. 29. Комплект из трех передач по развернутой схеме.

б) поперечный габарит при  $d_{кТ} \geq d_{кП}$

$$h = d_{кТ} = \frac{2i_Т}{i_Т + 1} A_Т;$$

в) осевой габарит при заданных  $\psi_П$  и  $\psi_Т$

$$b = \psi_П A_П + \psi_Т A_Т,$$

при заданных  $\varphi_П$  и  $\varphi_Т$

$$b = \frac{2\varphi_П}{i_П + 1} A_П + \frac{2\varphi_Т}{i_Т + 1} A_Т;$$

г) объемный показатель габарита

$$V = lhb = \frac{2i_T}{i_T + 1} \left( \frac{i_B + 2}{i_B + 1} \dot{A}_B + A_{\Pi} + \right. \\ \left. + \frac{2i_T + 1}{i_T + 1} A_T \right) (\psi_{\Pi} A_{\Pi} + \psi_T A_T) A_T \quad (104)$$

или

$$V = \frac{4i_T}{i_T + 1} \left( \frac{i_B + 2}{i_B + 1} \frac{A_B}{A_T} + \frac{A_{\Pi}}{A_T} + \frac{2i_T + 1}{i_T + 1} \right) \times \\ \times \left( \frac{1}{i_{\Pi} + 1} \frac{\varphi_{\Pi}}{\varphi_T} \frac{A_{\Pi}}{A_T} + \frac{1}{i_T + 1} \right) \varphi_T A_T^3. \quad (105)$$

Для бóльшого удобства пользования формулой (105) подставим вместо произведения  $\varphi_T A_T^3$  его выражение через геометрическую несущую способность  $C_T$  на выходном валу

$$\varphi_T A_T^3 = \frac{29^2}{20} \frac{(i_T + 1)^4}{i_T^2} C_T$$

получим

$$V = \frac{29^2}{5} \frac{(i_T + 1)^3}{i_T} \left( \frac{i_B + 2}{i_B + 1} \frac{A_B}{A_T} + \frac{A_{\Pi}}{A_T} + \frac{2i_T + 1}{i_T + 1} \right) \times \\ \times \left( \frac{1}{i_{\Pi} + 1} \frac{\varphi_{\Pi}}{\varphi_T} \frac{A_{\Pi}}{A_T} + \frac{1}{i_T + 1} \right) C_T. \quad (106)$$

На основании исследования комплекта из двух передач по развернутой схеме полагаем, что для получения наименьших габаритов комплекта из трех передач следует принять  $d_{\kappa\Pi} = d_{\kappa T}$ . Это дает наименьшее произведение  $l_1 h b$  (см. фиг. 29), так как удовлетворяет условию получения минимального показателя  $V$  для двух ступеней — в данном случае промежуточной и тихоходной.



Принятое геометрическое условие  $d_{\kappa\pi} = d_{\kappa\tau}$  дает зависимость

$$\frac{A_{\pi}}{A_{\tau}} = \frac{i_{\tau}}{i_{\pi}} \frac{i_{\pi} + 1}{i_{\tau} + 1}. \quad (107)$$

Подставив это отношение межосевых расстояний в формулу (106), получаем

$$V = \frac{29^2}{5} \frac{i_{\tau} + 1}{i_{\tau}} \left[ \frac{i_{\pi} + 2}{i_{\pi} + 1} (i_{\tau} + 1) \frac{A_{\pi}}{A_{\tau}} + \right. \\ \left. + \frac{i_{\tau}}{i_{\pi}} + 3i_{\tau} + 1 \right] \left( \frac{i_{\tau}}{i_{\pi}} \frac{\varphi_{\pi}}{\varphi_{\tau}} + 1 \right) C_{\tau}. \quad (108)$$

Наибольшее значение  $i_{\pi}$  ограничено условием размещения колеса быстроходной ступени, то есть наличием необходимого зазора  $\Delta$  между зубьями колеса быстроходной и шестерни тихоходной ступени. Это условие дает следующую зависимость между размерами передач (см. фиг. 29):

$$A_{\pi} = \frac{d_{\kappa\pi}}{2} + \frac{d_{\omega\tau}}{2} + \Delta = \frac{i_{\pi}}{i_{\pi} + 1} A_{\pi} + \frac{1}{i_{\tau} + 1} A_{\tau} + \Delta.$$

Введем относительную величину зазора  $\delta_{\pi} = \frac{\Delta}{A_{\pi}}$ , тогда

$$(1 - \delta_{\pi}) A_{\pi} = \frac{i_{\pi}}{i_{\pi} + 1} A_{\pi} + \frac{1}{i_{\tau} + 1} A_{\tau}$$

или с учетом зависимости (107):

$$\frac{A_{\pi}}{A_{\tau}} = \frac{i_{\pi} + 1}{i_{\pi} (i_{\tau} + 1)} \left[ (1 - \delta_{\pi}) (i_{\pi} + 1) \frac{i_{\tau}}{i_{\pi}} - 1 \right]. \quad (109)$$

Подставив найденное отношение межосевых расстояний в формулу (108), получим формулу для определения показателя габаритов комплекта из трех передач, спроектированного с соблюдением обоих геометри-

ческих условий — равенства диаметров колес  $d_{\kappa\Pi} = d_{\kappa T}$  и наличия заданного зазора  $\Delta$

$$V = \frac{29^2}{5} \frac{i_T + 1}{i_T} \left\{ \frac{i_B + 2}{i_B} \left[ (1 - \delta_{\Pi}) (i_{\Pi} + 1) \frac{i_T}{i_{\Pi}} - 1 \right] + \right. \\ \left. + \frac{i_T}{i_{\Pi}} + 3i_T + 1 \right\} \left( \frac{i_T}{i_{\Pi}} \frac{\varphi_{\Pi}}{\varphi_T} + 1 \right) C_T. \quad (110)$$

Если относительную величину зазора определять по отношению к  $A_T$

$$\delta_T = \frac{\Delta}{A_T},$$

то имеем

$$\frac{A_B}{A_T} = \frac{i_B + 1}{i_B (i_T + 1)} \left[ (i_{\Pi} + 1) \frac{i_T}{i_{\Pi}} - (i_T + 1) \delta_T - 1 \right]; \quad (111)$$

$$V = \frac{29^2}{2,5} \frac{(i_T + 1)^2}{i_T} \left[ \frac{i_B + 1}{i_B} \left( \frac{i_T}{i_{\Pi}} \frac{i_{\Pi} + 1}{i_T + 1} - \frac{1}{i_T + 1} - \delta_T \right) + \right. \\ \left. + \frac{\delta_T}{2} + 1 \right] \left( \frac{i_T}{i_{\Pi}} \frac{\varphi_{\Pi}}{\varphi_T} + 1 \right) C_T. \quad (112)$$

Относительные величины зазоров при некорригированных зубьях устанавливаются следующим образом: принимается наименьшая величина зазора  $\Delta$  (например, равная 1—2 высоты головки зуба в тихоходной ступени) и, воспользовавшись известной рекомендацией по выбору модулей в передачах редукторов  $m = (0,01 \div 0,02) A$ , находят с запасом

$$\delta_T = \frac{\Delta}{A_T} = \frac{(3 \div 6)(0,01 \div 0,02) A_T}{A_T} = 0,03 \div 0,12.$$

Если принять модуль промежуточной ступени примерно равным среднему арифметическому из модулей остальных ступеней, а наименьшую величину зазора  $\Delta$  равной  $(1 \div 2) m_{\Pi}$ , то

$$\delta_{\Pi} = \frac{\Delta}{A_{\Pi}} = \frac{(3 \div 6)(0,01 \div 0,02) A_{\Pi}}{A_{\Pi}} = 0,03 \div 0,12.$$

## ПОЛУЧЕНИЕ НАИМЕНЬШИХ ГАБАРИТНЫХ РАЗМЕРОВ КОМПЛЕКТА ИЗ ТРЕХ ПЕРЕДАЧ

Анализ соотношения параметров трехступенчатых редукторов имеет много общего с двухступенчатыми. В настоящем пособии для комплектов из трех передач ограничимся получением наименьших габаритных размеров только для первого и второго расчетных случаев (см. стр. 19) при одинаковых расчетных условиях для всех трех передач ( $\kappa_1=1$  и  $\kappa_2=1$ ).

Равнопрочность всех передач против контактных разрушений обеспечивается при следующих соотношениях несущих способностей отдельных передач комплекта:

$$\frac{C_B}{C_{\Pi}} = \frac{1}{i_{\Pi}}; \quad \frac{C_{\Pi}}{C_T} = \frac{1}{i_T}; \quad \frac{C_B}{C_T} = \frac{1}{i_{\Pi} i_T}.$$

Формулы для расчета передач на прочность по контактным напряжениям имеют вид (см. формулу 7):

$$C_B = \frac{20}{29^2} \frac{i_B^2}{(i_B + 1)^4} \varphi_B A_B^3;$$

$$C_{\Pi} = \frac{20}{29^2} \frac{i_{\Pi}^2}{(i_{\Pi} + 1)^4} \varphi_{\Pi} A_{\Pi}^3;$$

$$C_T = \frac{20}{29^2} \frac{i_T^2}{(i_T + 1)^4} \varphi_T A_T^3.$$

Из системы уравнений, выражающих условия равнопрочности и расчетные зависимости, находим отношения межосевых расстояний

$$\left( \frac{A_{\Pi}}{A_T} \right)^3 = \frac{i_T}{i_{\Pi}^2} \left( \frac{i_{\Pi} + 1}{i_T + 1} \right)^4 \frac{\varphi_T}{\varphi_{\Pi}}; \quad (113)$$

$$\left( \frac{A_B}{A_T} \right)^3 = \frac{i_T}{i_{\Pi} i_B^2} \left( \frac{i_B + 1}{i_T + 1} \right)^4 \frac{\varphi_T}{\varphi_B}. \quad (114)$$

Из уравнений (107) и (113) находим зависимость, обеспечивающую равнопрочность промежуточной и тихоходной ступеней при геометрическом условии  $d_{\kappa\Pi} = d_{\kappa T}$

$$i_{\Pi} (i_{\Pi} + 1) = i_T^2 (i_T + 1) \frac{\varphi_{\Pi}}{\varphi_T}.$$

Решив это уравнение относительно  $i_{\Pi}$ , получаем расчетную формулу

$$i_{\Pi} = \sqrt{i_T^2 (i_T + 1) \frac{\varphi_{\Pi}}{\varphi_T} + 0,25} - 0,5. \quad (115)$$

Подсчитанное по этой формуле  $i_{\Pi}$  ограничивают практически приемлемой величиной, например,  $i_{\Pi} \leq 10$ . При  $\varphi_{\Pi} = \varphi_T$  по формуле (115) получаем  $i_{\Pi} = 10$  при  $i_T = 4,48$ , что, в свою очередь, налагает следующие ограничения на выбор  $i_B$ :

при  $i = 50$   $i_B \geq 1,12$ ; при  $i = 160$   $i_B \geq 3,57$ ;

$i = 63$   $i_B \geq 1,41$ ;  $i = 200$   $i_B \geq 4,46$ ;

$i = 80$   $i_B \geq 1,79$ ;  $i = 250$   $i_B \geq 5,58$ ;

$i = 100$   $i_B \geq 2,23$ ;  $i = 315$   $i_B \geq 7,03$ ;

$i = 125$   $i_B \geq 2,79$ ;  $i = 400$   $i_B \geq 8,92$ .

Для определения  $i_B$  из условий равнопрочности передач и получения необходимого зазора  $\Delta$  между колесом быстроходной и шестерней тихоходной ступени решаем совместно уравнения (109) и (114), а также (111) и (114). Получаем уравнения второй степени относительно  $i_B$ , решая которые находим расчетные формулы:

$$i_B = \sqrt{\frac{i_{\Pi} (i_T + 1)}{i_T} \left[ (1 - \delta_{\Pi}) (i_{\Pi} + 1) \frac{i_T}{i_{\Pi}} - 1 \right]^3 \times \dots \times \frac{\varphi_B}{\varphi_T} + 0,25} - 0,5; \quad (116)$$

$$i_B = \sqrt{\frac{i_{II}(i_T + 1)}{i_T} \left[ (1 - \delta_T)(i_T + 1) \frac{i_T}{i_{II}} - 2 \right]^3 \dots \rightarrow} \\ \rightarrow \dots \times \frac{\varphi_B}{\varphi_T} + 0,25 - 0,5. \quad (117)$$

Подсчитанное по этим формулам  $i_B$  ограничивают практически приемлемой величиной, например,  $i_B \leq 10$ .

При  $\varphi_B = \varphi_T$  и  $\delta_{II} = 0,06$  получаем  $i_B = 10$  при  $i = 180$ ,  $i_T = 3,10$ ,  $i_{II} = 5,81$ . Следовательно, при проектировании трехступенчатых редукторов с общим передаточным числом  $i \leq 180$  имеем  $i_B \leq 10$ . Величина  $i_B$  ограничивается условием размещения колеса быстроходной ступени и может быть подсчитана по формуле (116) или (117). При  $i > 180$  приходится принимать  $i_B = 10$ .

Остановимся на выборе оптимального  $i_B$  из условия получения наименьшего значения объемного показателя габарита комплекта передач  $V = f(i_B)$  воспользовавшись формулой (115), обеспечивающей равнопрочность промежуточной и тихоходной ступеней, и формулой (114), обеспечивающей равнопрочность быстроходной ступени с тихоходной. Для удобства расчетов подставим отношение межосевых расстояний по формуле (114) и (108):

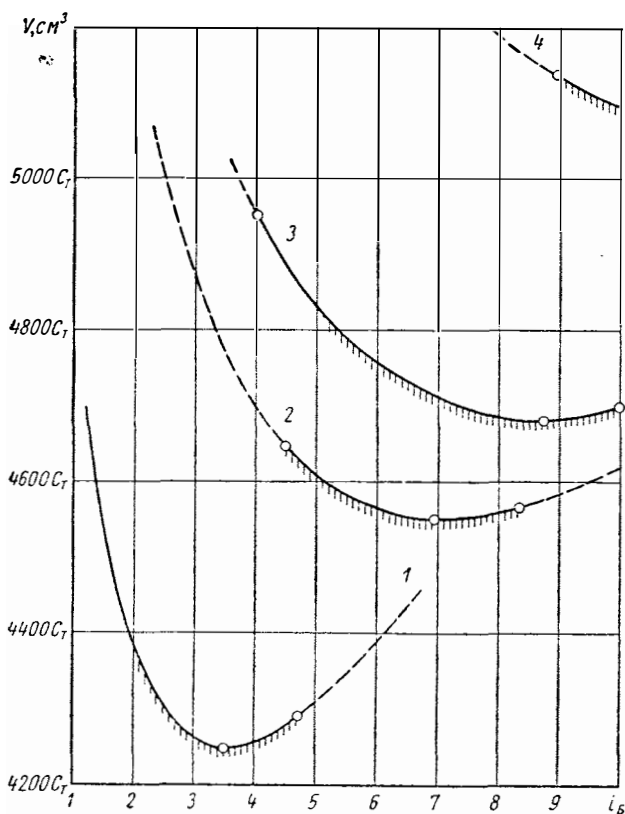
$$V = \frac{29^2}{5} \frac{i_T + 1}{i_T} \left( \frac{i_B + 2}{i_B} \sqrt[3]{\frac{i_T i_B}{i_{II}} \cdot \frac{i_B + 1}{i_T + 1} \cdot \frac{\varphi_T}{\varphi_B}} + \right. \\ \left. + \frac{i_T}{i_{II}} + 3i_T + 1 \right) \left( \frac{i_T}{i_{II}} \cdot \frac{\varphi_{II}}{\varphi_T} + 1 \right) C_T. \quad (118)$$

Приняв  $\varphi_B = \varphi_{II} = \varphi_T$  и задавшись  $i$ , находим по формуле (115) для различных  $i_T$  соответствующие значения  $i_{II}$ , определяем  $i_B = \frac{i}{i_{II} i_T}$  и по формуле (118) —

значения  $V$ .

Результаты подсчетов для комплектов передач с  $i = 40, 125, 180$  и  $400$  представлены в виде кривых на фиг. 30; сплошными линиями выделены рабочие участки кривых, штриховыми — проведены участки, выходящие за пределы установленных ранее ограничений ( $i_{II} \leq 10$ ;  $i_B \leq 10$  и  $\delta \geq 0,06$ ). Как видно, кривые  $V = f(i_B)$

при малых и средних  $i$  имеют математический минимум на рабочих участках, следовательно, имеется оптимальное значение  $i_B$ , обеспечивающее получение комплекта



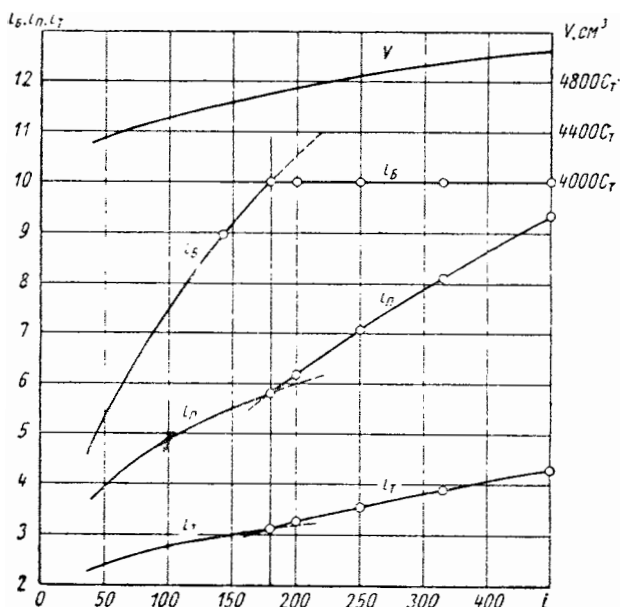
Фиг. 30. Зависимость объемного показателя габаритов комплекта передач трехступенчатого редуктора от  $i_B$ :  
1 — при  $i = 40$ ; 2 — при  $i = 125$ ; 3 — при  $i = 180$ ; 4 — при  $i = 400$ .

передач с наименьшими габаритами: для комплекта с  $i=40$  это  $i_B \approx 3,5$ ; с  $i=125$  —  $i_B \approx 7$ ; с  $i=180$  —  $i_B \approx 8,7$ .

Однако, функция  $V=f(i_B)$  мало чувствительна к изменению  $i_B$ , например, если взять наибольшее передаточное число  $i_{B\text{наиб}}$  из условия  $\delta_{II}=0,06$ , то показатель  $V$  будет превышать  $V_{\min}$  менее чем на 1%; если же

взять  $i_B = 0,5 i_{B \text{ наиб}}$ , то  $V$  будет больше  $V_{\min}$  всего на величину до 3%.

На основании сказанного нет необходимости в более тщательном определении оптимального значения  $i_B$ ; выбор  $i_B$  в процессе проектирования целесообразно



Фиг. 31. Распределение передаточных чисел в комплекте передач трехступенчатого редуктора, спроектированного из условия получения практически наименьшего объемного показателя габаритов  $V$  при  $\varphi_B = \varphi_L = \varphi_T$ ,  $\delta_L = 0,06$  и одинаковых расчетных условиях для всех трех ступеней.

подчинить другим практическим требованиям, например, требованиям унификации деталей редукторов, желанию получить редуктор более удлиненной формы с малым поперечным габаритом (при большом  $i_B$ ) или укороченной формы с малым межосевым расстоянием  $A$  (при малом  $i_B$ ). При больших  $i$  вступает в силу ограничение  $i_B \leq 10$  и наименьший показатель  $V$  получается при наибольшем допустимом  $i_B = 10$  (см. фиг. 30).

На фиг. 31 приведены кривые  $i_B$ ,  $i_L$  и  $i_T$  в зависимо-

сти от общего передаточного числа редуктора  $i$ ; разбивка передаточного числа выполнена из условий равнопрочности передач и применения наибольшего  $i_B$ , которое до  $i=180$  ограничено получением необходимого зазора  $\Delta$ , а при  $i>180$  принято равным 10. Подсчеты выполнены по формулам (115) и (116). На том же графике дана кривая изменения показателя  $V$  для указанных комплектов передач: значения  $V$  для комплектов с  $i \leq 180$  подсчитаны по формуле (110), с  $i > 180$  — по формуле (118). Как видно, габаритные размеры трехступенчатых редукторов, построенных по рациональной схеме, мало увеличиваются с возрастанием  $i$ : при изменении передаточного числа комплекта передач в 10 раз — с  $i=40$  до  $i=400$  —  $V$  увеличивается всего на 17,5% и соответственно средний линейный габаритный размер  $a$  на 5,5%.

Для удобства проектирования трехступенчатых редукторов составлена табл. 10, в которой приведены относительные значения всех параметров и характеристик комплектов из трех передач с  $\varphi_B = \varphi_{II} = \varphi_T$ ,  $d_{кП} = d_{кТ}$ ,  $i_{Б \text{ наиб.}}$ .

Для сравнения характеристик двух- и трехступенчатых редукторов удобно сопоставить данные таблиц 5 и 10. Характеристики комплекта из трех передач нанесены на общий график для зубчатых редукторов всех рассмотренных типов (см. фиг. 20).

При  $i=40$  и 50 трехступенчатые редукторы получают несколько меньших габаритов, но имеют большее суммарное межосевое расстояние. Однако, учитывая сравнительно небольшое сокращение габаритов ( $V$  уменьшается на 3,5 и 7,5 %) и усложнение конструкции, переходить с двух- на трехступенчатые редукторы специального исполнения нужно весьма осмотрительно.

Рекомендуемый порядок выбора параметров передач при проектировании трехступенчатых редукторов из условия получения практически наименьших габаритных размеров следующий:

1. Выбирают  $\frac{\varphi_{II}}{\varphi_T}$ , например равным 1, и, предварительно задавшись  $i_T$ , подсчитывают по формуле (115)  $i_{II}$ ; в отдельных случаях для решения этой задачи можно воспользоваться табл. 4—6 или табл. 10 и фиг. 31.



**10. Параметры и характеристики передач трехступенчатого редуктора**  
**мерами комплекта передач при  $\varphi_B = \varphi_{II} = \varphi_T$ ,  $\delta_{II} = 0,06$  и**

$i$	$i_T$	$i_{II}$	$i_B$	$\frac{\psi_{II}}{\psi_T}$	$\frac{\psi_B}{\psi_T}$	$\frac{\psi_T}{(\psi_T > \psi_{II} > \psi_B)}$	$A_T$ в см
40	2,30	3,65	4,75	0,710	0,575	0,606 $\varphi_T$	$9,81 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$
50	2,40	3,92	5,30	0,692	0,540	0,588 $\varphi_T$	$9,92 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$
63	2,52	4,20	5,95	0,678	0,592	0,568 $\varphi_T$	$10,05 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$
80	2,63	4,55	6,70	0,655	0,472	0,551 $\varphi_T$	$10,18 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$
100	2,75	4,90	7,45	0,635	0,444	0,533 $\varphi_T$	$10,32 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$
125	2,90	5,20	8,35	0,628	0,416	0,513 $\varphi_T$	$10,50 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$
160	3,05	5,60	9,40	0,613	0,390	0,494 $\varphi_T$	$10,68 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$
180	3,10	5,80	10,0	0,603	0,373	0,488 $\varphi_T$	$10,73 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$
200	3,24	6,17	10,0	0,591	0,386	0,472 $\varphi_T$	$10,90 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$
250	3,54	8,06	10,0	0,563	0,413	0,441 $\varphi_T$	$11,26 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$
315	3,89	8,10	10,0	0,537	0,445	0,409 $\varphi_T$	$11,67 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$
400	4,28	9,35	10,0	0,510	0,480	0,379 $\varphi_T$	$12,13 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}}$

(по развернутой схеме) с практически наименьшими габаритными размерами  $i_B < 10$  при малых  $i$ ,  $\delta_{II} > 0,06$  и  $i_B = 10$  при больших  $i$ .

$A_{II}$ в см	$A_B$ в см	$A$ в см	$V$ в см <sup>3</sup>	$a$ в см
$0,885A_T$	$0,640A_T$	$24,76 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\Phi_T}}$	$4300C_T$	$16,26 \sqrt[3]{C_T}$
$0,885A_T$	$0,640A_T$	$25,04 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\Phi_T}}$	$4350C_T$	$16,33 \sqrt[3]{C_T}$
$0,885A_T$	$0,640A_T$	$25,39 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\Phi_T}}$	$4400C_T$	$16,39 \sqrt[3]{C_T}$
$0,885A_T$	$0,640A_T$	$25,71 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\Phi_T}}$	$4450C_T$	$16,45 \sqrt[3]{C_T}$
$0,885A_T$	$0,640A_T$	$26,06 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\Phi_T}}$	$4500C_T$	$16,51 \sqrt[3]{C_T}$
$0,885A_T$	$0,645A_T$	$26,56 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\Phi_T}}$	$4550C_T$	$16,57 \sqrt[3]{C_T}$
$0,890A_T$	$0,650A_T$	$27,12 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\Phi_T}}$	$4650C_T$	$16,69 \sqrt[3]{C_T}$
$0,890A_T$	$0,650A_T$	$27,26 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\Phi_T}}$	$4700C_T$	$16,75 \sqrt[3]{C_T}$
$0,890A_T$	$0,620A_T$	$27,36 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\Phi_T}}$	$4750C_T$	$16,81 \sqrt[3]{C_T}$
$0,890A_T$	$0,555A_T$	$27,52 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\Phi_T}}$	$4850C_T$	$16,93 \sqrt[3]{C_T}$
$0,895A_T$	$0,500A_T$	$27,94 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\Phi_T}}$	$4950C_T$	$17,04 \sqrt[3]{C_T}$
$0,900A_T$	$0,440A_T$	$28,38 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\Phi_T}}$	$5050C_T$	$17,16 \sqrt[3]{C_T}$

2. Выбирают  $\frac{\varphi_B}{\varphi_T}$  и  $\delta_{II}$  или  $\delta_T$ , после чего по  $i_T$  и  $i_T$ , пользуясь формулами (116) или (117), подсчитывают  $i_B$ ; если  $i_B$  оказалось слишком большим, то уменьшают его до приемлемого значения, например до 10, увеличивая тем самым зазор  $\Delta$ .

3. Определяют общее передаточное число редуктора

$$i' = i_B i_{II} i_T.$$

Если подсчитанное значение  $i'$  оказалось меньше заданного или больше его на величину, превышающую 40—50%, то необходимо повторить расчеты по пп. 1 и 2, предварительно выбрав другое значение  $i_T$ . Если же подсчитанное значение  $i'$  оказалось больше заданного на величину до 40—50%, то корректируют  $i_B$ , определяя новое уменьшенное его значение по формуле

$$i_B = \frac{i}{i_T i_{II}},$$

где  $i$  — общее заданное передаточное число редуктора.

4. Поскольку проведенный расчет дает один вариант решения, в то время как возможны разные сочетания параметров передач, обеспечивающие практически наименьшее значение объемного показателя комплекта, целесообразно выявить и прочертить вариант с  $i_B$ , близким к подсчитанному по п. 2, и вариант с  $i_B$  на 40—50% меньше подсчитанного по п. 2. После сравнения соотношения габаритных размеров, межосевых расстояний и других характеристик комплектов передач по этим двум крайним вариантам останавливаются на более подходящем в данных конкретных условиях или находят промежуточные варианты.

**Пример.** Спроектирован редуктор с параметрами зубчатых передач по ГОСТ 2185-55:  $A_T=250$  мм;  $A_{II}=150$  мм;  $A_B=100$  мм;  $i=200$ ;  $i_T=5,6$ ;  $i_{II}=5,6$ ;  $i_B=6,3$ ;  $\psi_T=0,3$ . Требуется заменить его специальным наиболее компактным редуктором с сохранением материала зубчатых колес и наибольшей относительной ширины шестерни  $\varphi_T$ .

**Решение.**

1. Определяем недостающие параметры и характеристики спроектированного редуктора:

а) геометрический показатель несущей способности тихоходной ступени по табл. 21, при  $i_T=5,6$ ;  $A_T=250$  и  $\psi_T=0,3$  будет  $C_T=6,08$ ;

б) относительная ширина шестерни тихоходной ступени по той же таблице  $\varphi_T=0,99$ ;

в) показатель несущей способности промежуточной ступени

$$C_{II} = \frac{C_T}{i_T} = \frac{6,08}{5,6} = 1,09;$$

по таблице при  $i_{II}=5,6$ ,  $A_{II}=150$  мм находим  $\psi_{II}=0,25$ ; для этой ступени  $C_{II}=1,094$ ;

г) показатель несущей способности быстроходной ступени

$$C_B = \frac{C_{II}}{i_{II}} = \frac{1,09}{5,6} = 0,195;$$

по таблице при  $i_B=6,3$ ,  $A_B=100$  мм находим  $\psi_B=0,2$ ; для этой ступени  $C_B=0,243$ ;

д) суммарное межосевое расстояние редуктора

$$A = A_T + A_{II} + A_B = 500 \text{ мм};$$

е) объемный показатель габаритных размеров комплекта передач по формуле (104)

$$\begin{aligned} V = & \frac{2i_T}{i_T + 1} \left( \frac{i_B + 2}{i_B + 1} A_B + A_{II} + \frac{2i_T + 1}{i_T + 1} A_T \right) \times \\ & \times (\psi_{II} A_{II} + \psi_T A_T) A_T = \frac{2 \cdot 5,6}{5,6 + 1} \left( \frac{6,3 + 2}{6,3 + 1} 10 + 15 + \right. \\ & \left. + \frac{2 \cdot 5,6 + 1}{5,6 + 1} \cdot 25 \right) (0,25 \cdot 15 + 0,3 \cdot 25) 25 = 32\,800 \text{ см}^3; \end{aligned}$$

ж) средний линейный габаритный размер комплекта передач

$$a = \sqrt[3]{V} = \sqrt[3]{32\,800} = 32,0 \text{ см}.$$

2. Определяем по табл. 10 объемный показатель  $V_c$  и средний линейный габаритный размер  $a_c$  комплекта передач специального редуктора

$$V_c = 4750 C_T = 4750 \cdot 6,08 = 28\,880 \text{ см}^3;$$

$$a_c = \sqrt[3]{V_c} = \sqrt[3]{28\,880} = 30,7 \text{ см}.$$

3. Сопоставляем характеристики редуктора в обоих вариантах (заданного и специального):

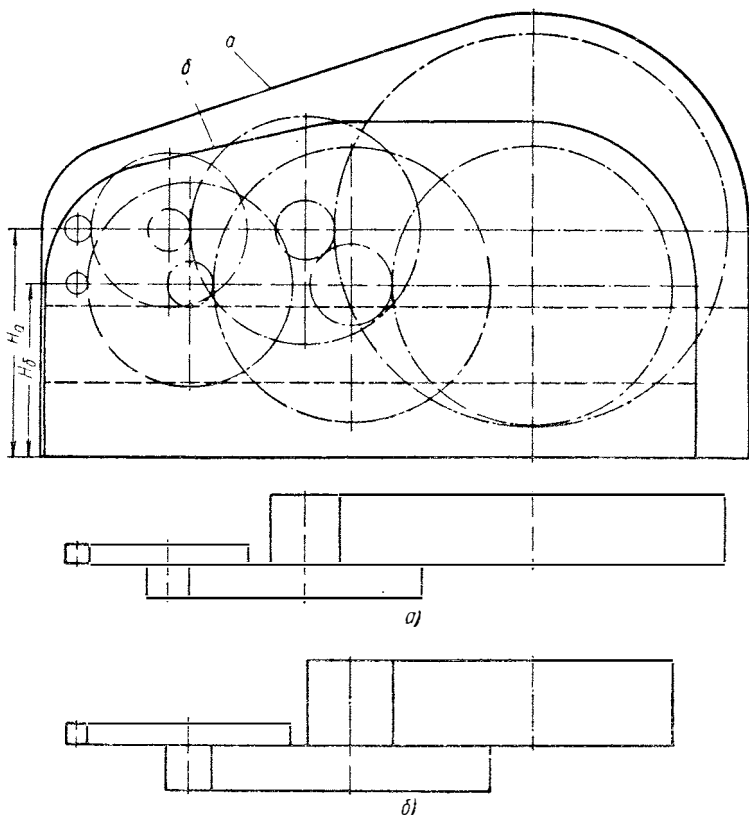
$$\frac{V_c}{V} = \frac{28\,880}{32\,800} = 0,88 \text{ (сокращение на 12\%);}$$

$$\frac{a_c}{a} = \frac{30,7}{32,0} = 0,96 \text{ (сокращение на 4\%).}$$

4. Пользуясь табл. 10, находим параметры передач специального редуктора с нестандартными значениями передаточных чисел и межосевых расстояний:

а) передаточные числа:

$$i_T = 3,24, \quad i_{II} = 6,17, \quad i_B = 10;$$



Фиг. 32. Сравнение размеров комплектов передач трехступенчатых редукторов с  $i=200$ ,  $\varphi_{\max}=1$  и одинаковой несущей способностью:

$a$  — параметры передач взяты по ГОСТ 2185-55,  $б$  — параметры передач назначены из условия получения практически наименьшего показателя габаритов  $V$ .

б) межосевые расстояния при  $\varphi_T = \varphi_{II} = \varphi_B = 1$ :

$$A_T = 10,90 \sqrt[3]{\frac{C_T}{\varphi_T}} = 10,90 \sqrt[3]{\frac{6,08}{1}} = 19,9 \text{ см},$$

$$A_{II} = 0,890A_T = 0,890 \cdot 19,9 = 17,7 \text{ см},$$

$$A_B = 0,620A_T = 0,620 \cdot 19,9 = 12,3 \text{ см},$$

$$A = A_T + A_{II} + A_B = 49,9 \text{ см} \approx 500 \text{ мм}.$$

При реальном проектировании найденные параметры передач требуют округления с учетом стандартных значений модуля и целых чисел зубьев, что несколько изменит результаты.

На фиг. 32 показаны схемы обоих редукторов, вычерченные с соблюдением масштаба. Кроме общего сокращения габаритов, специальный редуктор имеет следующие преимущества:

а) лучшее соотношение габаритных размеров — существенное сокращение поперечного габарита за счет увеличения осевого габарита с сохранением наибольших значений  $\phi$  одинаковыми у обоих редукторов;

б) сокращение важного для редуктора размера  $H_a$ ;

в) понижение уровня масла и уменьшение его количества в корпусе редуктора;

г) снижение окружных скоростей во всех передачах.

К недостаткам специального редуктора относятся:

а) повышение нагрузок на валы и подшипники;

б) уменьшение диаметра шестерни быстроходной ступени с  $d_{шБ} \approx 27,3 \text{ мм}$  до  $d_{шБ} \approx 22,4 \text{ мм}$ , что может оказаться недостаточным при разработке конструкции входного вала-шестерни и потребовать изменения разбивки передаточного числа без повышения объемного показателя габаритов  $V$  путем уменьшения  $i_B$  на величину до 40—50% (см. стр. 106); например, можно принять  $i_B=8$ ,  $i_{II}=7,06$  и  $i_T=3,54$  или  $i_B=6,3$ ,  $i_{II}=8,10$  и  $i_T=3,89$ .

В гл. II—V рассмотрен выбор параметров передач для редукторов наиболее распространенных типов из условий получения наименьших межосевых расстояний и габаритных размеров комплектов передач. Для цилиндрических передач внешнего зацепления изложенный метод выбора параметров дает достаточно надежные результаты, так как внешние размеры конструктивно выполненных колес практически совпадают с диаметром начальной окружности  $d$  и расчетной шириной  $B$  колеса, принятыми для оценки габаритов. В цилиндрических передачах внутреннего зацепления и конических такого совпадения нет.

Внешние конструктивные размеры колес с внутренними зубьями, применяемые в простых редукторах, как по диаметру, так и по ширине сильно отличаются от  $d$  и  $B$  (см. фиг. 1, б) и зависят от конструктивного выполнения колес. Межосевое расстояние  $A$  является менее

характерным размером; габариты самого редуктора с передачами внутреннего зацепления сильно зависят от конструктивного выполнения валов и опор, вследствие применения консольных валов.

Внешние конструктивные размеры конических колес также не находятся в достаточном соответствии с размерами  $d$ ,  $B$  и  $L$  (см. фиг. 1,  $в$ ); место, занимаемое передачей, плохо характеризуется габаритами последней; применение консольных валов усугубляет зависимость габаритов самого редуктора от его конструктивного выполнения.

На основании изложенного проведенное ранее исследование комплектов передач внешнего зацепления затруднительно распространить на комплекты с колесами внутреннего зацепления и с коническими колесами.

Учитывая это обстоятельство, меньшее распространение указанных редукторов в промышленности и ограничение объема книги, здесь не приводятся рекомендации по выбору параметров передач для редукторов с внутренним зацеплением и коническими колесами. Расчетные же таблицы для этих передач даны в гл. VII.

---

## ГЛАВА VI

### ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА РАЗМЕРЫ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

#### КРИТЕРИИ ДЛЯ ОЦЕНКИ РАЗМЕРОВ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Червячные редукторы получили широкое распространение в промышленности благодаря своей компактности и возможности получения большого передаточного числа в одной паре. Взаимное расположение входного и выходного валов редуктора в большинстве случаев является удобным и обеспечивает хорошую компоновку привода.

К недостаткам червячных редукторов относятся:

- а) расход цветных металлов на изготовление червячных колес;
- б) сравнительно низкий к. п. д.;
- в) значительное тепловыделение, требующее специальных мер для охлаждения редуктора; это приводит к увеличению габаритов и усложнению конструкции редуктора.

В настоящем пособии рассматриваются только редукторы с цилиндрическими червяками. Основные параметры таких редукторов (модуль  $m$ , число модулей в диаметре начальной окружности червяка  $q = \frac{d_n}{m}$ , число заходов червяка  $z_n$ , межосевое расстояние  $A$  и число зубьев червячного колеса  $z_k$ ) регламентированы ГОСТ 2144-43.

Особенно важными являются параметры  $m$  и  $q$ , которые следует принимать из стандартного ряда и при проектировании специальных редукторных передач, так как это обеспечивает возможность использования нор-



мального инструмента для нарезания червячных колес.

При выборе параметров червячных передач, оставаясь в рамках указанного ГОСТа, возможна значительная вариантность решений, например, передачу с  $i=28$  можно осуществить с  $z_u = 1, 2, 3$  и 4 часто при двух различных  $q$ .

Как и при исследовании других передач, за основной размер червячной передачи принято *межосевое расстояние*  $A$ , а для оценки ее габаритов использованы *объемный показатель габаритных размеров передачи*  $V$ , *линейный показатель габаритного размера*  $a$  и вновь введен *показатель поперечных габаритных размеров передачи*  $F$ . Учитывая особенности червячных передач, введены дополнительные критерии, характеризующие расход бронзы на изготовление венца червячного колеса, расход стали на изготовление червяка, а также рассмотрен вопрос о к. п. д. передачи.

Цель настоящей главы выявить влияние различных параметров червячной передачи на ее характеристики и на основании полученных результатов дать рекомендации по выбору  $q$  и  $z_u$  \*

### МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Межосевое расстояние  $A$  характеризует габаритные размеры червячной передачи, редуктора и всего привода лишь до известной степени, так как указанные выше характеристики существенно зависят также от других параметров передачи.

Величина  $A$  определяется по формуле (15). При неизменных расчетных условиях (заданы  $N$  и  $n_k$ , постоянны  $K$  и  $[\sigma]$ , что справедливо при расчете передач с колесами из оловянистой бронзы по длительному пределу выносливости) с учетом формулы (17), эта зависимость приобретает вид

$$A = 2,76 \frac{\frac{z_k}{q} + 1}{\sqrt[3]{\left(\frac{z_k}{q}\right)^2}} \sqrt[3]{C}.$$

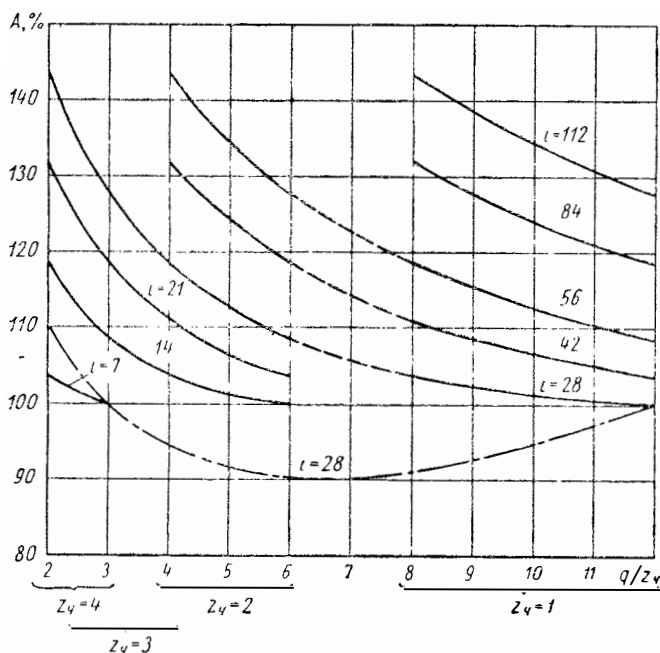
Как видно, характер зависимости  $A$  от  $\frac{z_k}{q}$  в червяч-

ной передаче тот же, что и  $A$  от  $i$  в зубчатой передаче внешнего зацепления [см. формулу (32) и фиг. 3].

Подставим  $z_k = iz_u$ , тогда

$$A = 2,76 \left( 1 + \frac{1}{i} \frac{q}{z_u} \right) \sqrt[3]{i \frac{z_u}{q} C}. \quad (119)$$

Поскольку  $i$  при проектировании редуктора задается, изменять межосевое расстояние можно лишь соот-



Фиг. 33. Зависимость межосевого расстояния  $A$  от  $\frac{q}{z_u}$  при различных  $i$  для червячных передач с колесами из оловянистой бронзы ОФ10-1 (штрихпунктирной линией показана аналогичная зависимость для червячных передач с  $i=28$ ,  $v_{ск}=4,1$  м/сек при  $\frac{q}{z_u}=12$  и колесами из бронзы АЖ 9-4, рассчитываемой на заедание).

ветствующим выбором отношения  $\frac{q}{z_u}$ , которое является важным параметром червячной передачи.

Характер зависимости  $A$  от  $\frac{q}{z_u}$  при заданных  $i$ , а также  $A$  от  $i$  при заданных  $q$  и  $z_u$  показан на фиг. 33 и 34, где  $q$  взято в обычно используемом диапазоне от 8 до 12 и  $z_u$  — от 1 до 4. Как видно,  $A$  возрастает с увеличением  $i$  и с уменьшением  $\frac{q}{z_u}$  (на действующих участках функции не имеют минимумов и не дают интенсивного изменения  $A$  в зависимости от аргументов).

При невысоких скоростях скольжения  $v_{ск}$  ниток червяка по зубьям червячного колеса последнее может быть изготовлено из более дешевых и менее дефицитных материалов — твердой безоловянистой бронзы или чугуна; эти материалы плохо сопротивляются заеданию.

Допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_k]$  для них выбирают из условия отсутствия контактного схватывания — в зависимости от скорости скольжения

$$v_{ск} = \frac{\pi d_u n_u}{60 \cdot 100 \cos \lambda}, \quad (120)$$

где  $d_u$  — диаметр начальной окружности червяка в см, определяемый по формуле

$$d_u = \frac{2 \frac{q}{z_u}}{i + \frac{q}{z_u}} A; \quad (121)$$

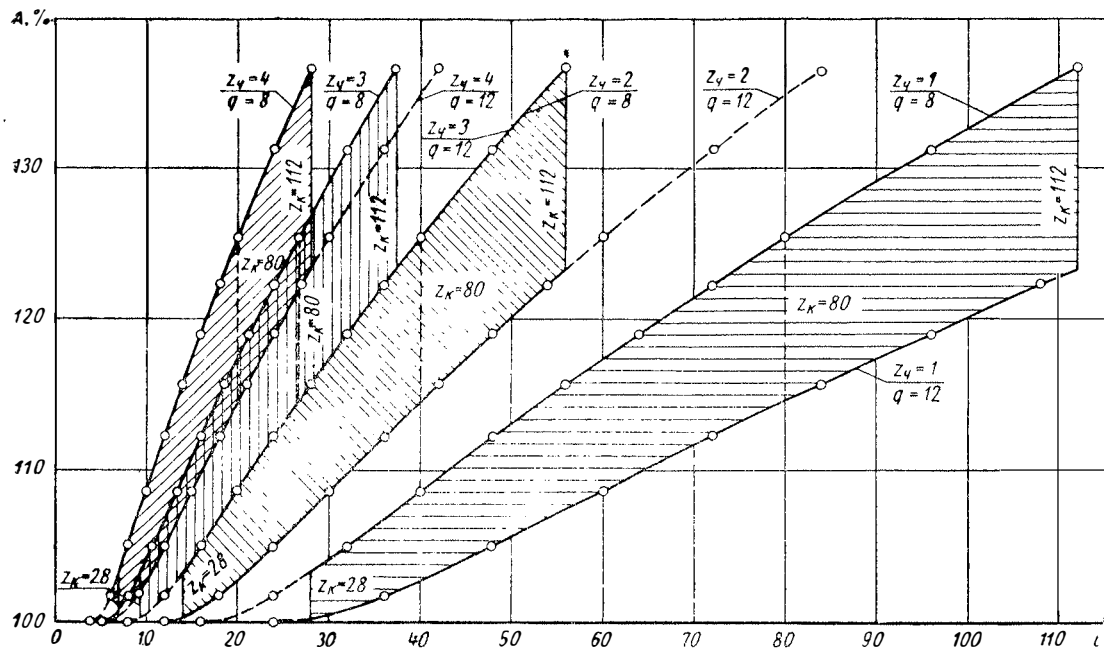
$n_u$  — число оборотов червяка в минуту;

$\lambda$  — угол подъема нитки червяка

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{z_u}{q}.$$

Как видно, скорость скольжения  $v_{ск}$  пропорциональна основному размеру передачи  $A$  и находится в сравнительно сложной зависимости от отношения параметров  $\frac{q}{z_u}$ .

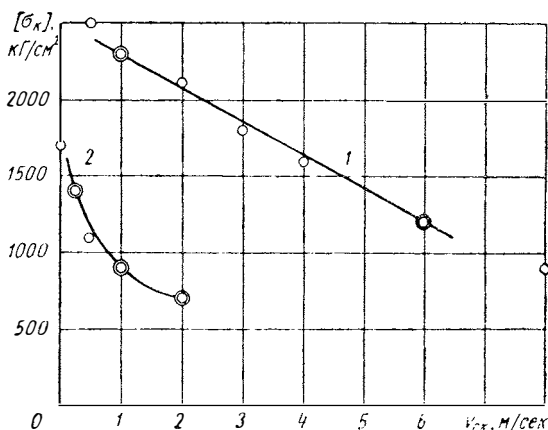
В свою очередь, зависимость  $[\sigma_k]$  от  $v_{ск}$  определяется опытным путем и обычно дается в виде таблиц. В обыч-



Фиг. 34. Зависимость межосевого расстояния  $A$  от  $i$  при различных  $z_q$  и  $q$  для червячных передач с колесами из оловянистой бронзы.

но используемых диапазонах скоростей скольжения (для бронзы  $0,5 \div 6$  м/сек и для чугуна  $0,25 \div 2$  м/сек) допускаемое напряжение  $[\sigma_k]$  изменяется примерно в два раза.

Указанное обстоятельство заставляет при проектных расчетах передач задаваться скоростью  $v_{ск}$ , выбирать



Фиг. 35. Зависимость  $[\sigma_k]$  от  $v_{ск}$  для червячных передач:

1 — с колесом из бронзы АЖ 9-4 и стальным закаленным червяком, 2 — с колесом из чугуна СЧ 12-28 или СЧ 15-32 и червяком из среднеуглеродистой стали.

по ней  $[\sigma_k]$ , а после определения размеров передачи подсчитывать фактическое значение  $v_{ск}$  и уточнять расчет. Подобная методика расчета неудобна, а главное затрудняет выявление функциональной зависимости размеров передачи от выбираемых параметров. В связи с этим предлагается другая методика расчета.

Пользуясь общезвестными таблицами зависимости  $[\sigma_k]$  от  $v_{ск}$  [7] наносим на график (фиг. 35) соответствующие точки для колеса из бронзы АЖ 9-4 и закаленного стального червяка и для колеса из чугуна СЧ 12-28 или СЧ 15-32 и червяка из стали 45 или Ст. 6.

Находим аналитическое выражение зависимости для бронзы АЖ 9-4 в виде линейной функции

$$[\sigma_k] = c_1 + c_2 v_{ск},$$

для чего проводим прямую через точки  $v_{ск} = 1$ ,  $[\sigma_k] = 2300$  и  $v_{ск} = 6$ ,  $[\sigma_k] = 1200$ . Подставляя в последнее

выражение значения  $v_{ск}$  и  $[\sigma_{\kappa}]$  для обеих точек, получаем два уравнения, решая которые определяем значения коэффициентов  $c_1$  и  $c_2$  и получаем для бронзы АЖ 9-4 и закаленного стального червяка приближенную формулу

$$[\sigma_{\kappa}] = 2500 - 220v_{ск}, \quad (122)$$

где  $[\sigma_{\kappa}]$  — в  $\text{кг/см}^2$ ,  $v_{ск}$  — в  $\text{м/сек}$ .

Находим аналитическое выражение зависимостей (по фиг. 35) для чугуна в виде функции второй степени

$$[\sigma_{\kappa}] = c_1 + c_2v_{ск} + c_3v_{ск}^2.$$

Проводим кривую через три точки:

$$v_{ск} = 0,25, [\sigma_{\kappa}] = 1400; \quad v_{ск} = 1,$$

$$[\sigma_{\kappa}] = 900; \quad v_{ск} = 2, [\sigma_{\kappa}] = 700.$$

Подсчитываем значения коэффициентов  $c_1$ ,  $c_2$ ,  $c_3$ ; получаем для чугунного колеса и стального червяка приближенную формулу

$$[\sigma_{\kappa}] = 1633 - 1000v_{ск} + 267v_{ск}^2.$$

Выразим скорость скольжения через геометрические параметры передачи; для этого в формулу (120) подставим значение  $d_u$  из формулы (121), значение  $A$  из формулы (119) и, заменив  $\frac{n_u}{i}$  на  $n_{\kappa}$ , получим

$$v_{ск} = 2,89 \cdot 10^{-3} \frac{n_{\kappa}}{\cos \lambda} \sqrt[3]{i \left( \frac{q}{z_u} \right)^2 C}. \quad (123)$$

В этой формуле  $C$  — геометрический показатель несущей способности передачи, размеры ее соответствуют пока неизвестному  $[\sigma_{\kappa}]$  при фактически существующей скорости скольжения  $v_{ск}$ .

Если показатель  $C_0$  определить при каком-либо заранее выбранном напряжении  $[\sigma_{\kappa}]_n$ , например  $1600 \text{ кг/см}^2$ , что соответствует допускаемому контактному напряжению для бронзы ОФ 10-1 (отливка в песок) при расчете по длительному пределу выносливости, то очевидно  $C \neq C_0$ .

На основании зависимости (8) для проектируемой передачи имеем

$$\frac{C}{C_0} = \left( \frac{[\sigma_K]_H}{[\sigma_K]} \right)^2.$$

Разделив обе части равенства (122) на  $[\sigma_K]_H = 1600 \text{ кг/см}^2$ , подставив в него выражение (123) и заменив отношение допускаемых напряжений отношением показателей несущей способности, получаем

$$\sqrt{\frac{C_0}{C}} = \frac{2500}{[\sigma_K]_H} - \frac{220}{[\sigma_K]_H} 2,89 \cdot 10^{-3} \frac{n_K}{\cos \lambda} \times \\ \times \sqrt[3]{i \left( \frac{q}{z_u} \right)^2 \frac{C}{C_0} C_0}.$$

В числителе подкоренного выражения правой части заменим

$$C_0 = \frac{10^9}{[\sigma_K]_H^2} \frac{KN}{n_K}$$

и подставим в уравнение  $[\sigma_K]_H = 1600 \text{ кг/см}^2$

$$\sqrt{\frac{C_0}{C}} = 1,5625 - 2,905 \cdot 10^{-3} \frac{1}{\cos \lambda} \times \\ \times \sqrt[3]{i \left( \frac{q}{z_u} \right)^2 KN n_K^2 \frac{C}{C_0}}.$$

Введем обозначение

$$S = \frac{1}{\cos \lambda} \sqrt[3]{i \left( \frac{q}{z_u} \right)^2 KN n_K^2}, \quad (124)$$

тогда

$$\sqrt{\frac{C_0}{C}} = 1,5625 - 2,905 \cdot 10^{-3} S \sqrt[3]{\frac{C}{C_0}}, \\ S = \frac{10^3}{2,905} \cdot \frac{1,5625 - \sqrt{\frac{C}{C_0}}}{\sqrt[3]{\frac{C}{C_0}}}.$$

Поскольку последнее уравнение представляет собою неявную функцию отношения  $\frac{C}{C_0}$ , составляем табл. 11.

11. Значения геометрического показателя [несущей способности С червячной передачи с учетом влияния скорости скольжения  $v_{ск}$  на выбор допускаемых контактных напряжений  $[\sigma_K]$  для колеса из бронзы АЖ 9-4 и стального закаленного червяка

S	C	A	$v_{ск}$ в м/сек	S	C	A	$v_{ск}$ в м/сек
0	0,41C <sub>0</sub>	0,743A <sub>0</sub>	0	194	1,00C <sub>0</sub>	1,000A <sub>0</sub>	4,08
32,5	0,45C <sub>0</sub>	0,766A <sub>0</sub>	0,53	203	1,10C <sub>0</sub>	1,032A <sub>0</sub>	4,42
64,0	0,50C <sub>0</sub>	0,794A <sub>0</sub>	1,07	210	1,20C <sub>0</sub>	1,063A <sub>0</sub>	4,72
89,5	0,55C <sub>0</sub>	0,819A <sub>0</sub>	1,53	216	1,30C <sub>0</sub>	1,091A <sub>0</sub>	4,98
111	0,60C <sub>0</sub>	0,843A <sub>0</sub>	1,95	221	1,40C <sub>0</sub>	1,119A <sub>0</sub>	5,22
128	0,65C <sub>0</sub>	0,866A <sub>0</sub>	2,32	225	1,50C <sub>0</sub>	1,145A <sub>0</sub>	5,42
142	0,70C <sub>0</sub>	0,888A <sub>0</sub>	2,65	228	1,60C <sub>0</sub>	1,170A <sub>0</sub>	5,61
155	0,75C <sub>0</sub>	0,909A <sub>0</sub>	2,95	230	1,70C <sub>0</sub>	1,194A <sub>0</sub>	5,78
164	0,80C <sub>0</sub>	0,928A <sub>0</sub>	3,21	232	1,80C <sub>0</sub>	1,216A <sub>0</sub>	5,94
174	0,85C <sub>0</sub>	0,947A <sub>0</sub>	3,45	233	1,90C <sub>0</sub>	1,239A <sub>0</sub>	6,08
181	0,90C <sub>0</sub>	0,965A <sub>0</sub>	3,68	234	2,00C <sub>0</sub>	1,260A <sub>0</sub>	6,21
188	0,95C <sub>0</sub>	0,983A <sub>0</sub>	3,89				

Примечания: 1. Вспомогательная величина  $S = \frac{1}{\cos \lambda} \sqrt[3]{i \left( \frac{q}{z_q} \right)^2 KN n_K^2}$ ,

где  $\operatorname{tg} \lambda = \frac{z_q}{q}$ ;  $N$  — в л. с;  $n_K$  — об/мин.

2. Условный показатель несущей способности (при  $[\sigma_K]_H = 1600 \text{ кг/см}^2$ )

$$C_0 = \frac{10^9}{1600^2} \frac{KN}{n_K}$$

3. Условное межосевое расстояние  $A_0$  определяется при  $[\sigma_K]_H = 1600 \text{ кг/см}^2$ .



Из приведенных формул и таблицы видно, что с ростом скорости скольжения от 0 до 6,2 м/сек межосевое расстояние  $A$ , вследствие изменения  $[\sigma_k]$ , возрастает на 70%.

$A$  и  $C$  находятся в прямой зависимости от вспомогательной величины  $S$ , которая, в свою очередь, находится в прямой зависимости (124) от отношения  $\frac{q}{z_u}$ . Следовательно, при колесах из бронзы АЖ 9-4 уменьшение  $\frac{q}{z_u}$  приводит к уменьшению размеров передачи по сравнению с колесами из оловянистых бронз.

Зависимость  $A = f\left(\frac{q}{z_u}\right)$  при использовании безоловянистых бронз приобретает другой характер. Например, для передач с  $i=28$  и  $v_{ск}=4,08$  м/сек при наибольшем  $\frac{q}{z_u} = \frac{12}{1}$  эта зависимость показана на фиг.33 штрихпунктирной линией: течение функции получается совершенно иным, чем при оловянистых бронзах,  $A$  имеет минимум в области  $\frac{q}{z_u} \approx 6,5$ , дополнительное уменьшение  $A$  вследствие снижения скорости скольжения доходит до 20%.

Подобный анализ с составлением расчетной таблицы по типу табл. 11 может быть произведен и для червячных передач с чугунными колесами. Для этих передач влияние  $v_{ск}$  на  $[\sigma_k]$  еще больше и отношение  $\frac{q}{z_u}$  еще сильнее влияет на основной размер  $A$  и габариты передачи.

При помощи табл. 11 можно определить другие величины, например, после подсчета по формуле (124) вспомогательной величины  $S$  по таблице можно найти скорость скольжения  $v_{ск}$ , по ней выбрать  $[\sigma_k]$  для бронзы АЖ 9-4 и затем по формуле (15) сразу определить  $A$ . Можно также, пользуясь таблицей 11, по  $S$  найти соотношение между  $A$  и  $A_0$  или  $C$  и  $C_0$ .

**Пример.** Требуется определить межосевое расстояние  $A$  нестандартной червячной передачи с колесом из бронзы АЖ9-4 и стальным закаленным червяком; задано: мощность на колесе  $N=2$  л. с.;  $n_k=30$  об/мин;  $i=30$ ;  $z_u=2$ ;  $z_k=60$ ;  $q=10$ ;  $K=1,4$ .

Решение. 1. Определяем вспомогательную величину по формуле (124)

$$S = \frac{1}{\cos \lambda} \sqrt[3]{i \left( \frac{q}{z_u} \right)^2 K N n_{\kappa}^2} = \\ = \frac{1}{0,9806} \sqrt[3]{30 \left( \frac{10}{2} \right)^2 1,4 \cdot 2 \cdot 30^2} = 126,$$

(где  $\operatorname{tg} \lambda = \frac{z_u}{q} = 0,2$ ;  $\lambda = 11^\circ 19'$ ).

2. По табл. 11, применяя интерполирование, находим соотношение между  $A$  и  $A_0$ :

$$A = \left[ 0,866 - (0,866 - 0,843) \frac{128 - 126}{128 - 111} \right] A_0 = 0,863 A_0.$$

3. Находим по формуле (15) при  $[\sigma_{\kappa}] = [\sigma_{\kappa}]_{\kappa} = 1600 \text{ кг/см}^2$  условное межосевое расстояние  $A_0$ , которое получается равным 19,4 см.

4. Определяем искомое межосевое расстояние

$$A = 0,863 A_0 = 0,863 \cdot 19,4 = 16,75 \text{ см.}$$

5. Находим модуль зацепления

$$m = \frac{2A}{z_{\kappa} + q} = \frac{2 \cdot 16,75}{60 + 10} = 0,48 \text{ см,}$$

округляем модуль до стандартного значения 5 мм.

6. Уточняем межосевое расстояние

$$A = m \frac{z_{\kappa} + q}{2} = 5 \frac{60 + 10}{2} = 175 \text{ мм.}$$

## ГАБАРИТНЫЕ РАЗМЕРЫ ПЕРЕДАЧИ

Объемный показатель габаритных размеров червячной передачи  $V$  зависит от модуля зацепления  $m$ ; поэтому, в отличие от зубчатых передач, габариты червячной передачи определяем по наружным диаметрам червяка и колеса.

Продольный габаритный размер передачи (обозначения см. на фиг. 36)

$$l = 2A + (2 + k_m) m = (z_{\kappa} + q + k_m + 2) m.$$

Поперечный габаритный размер

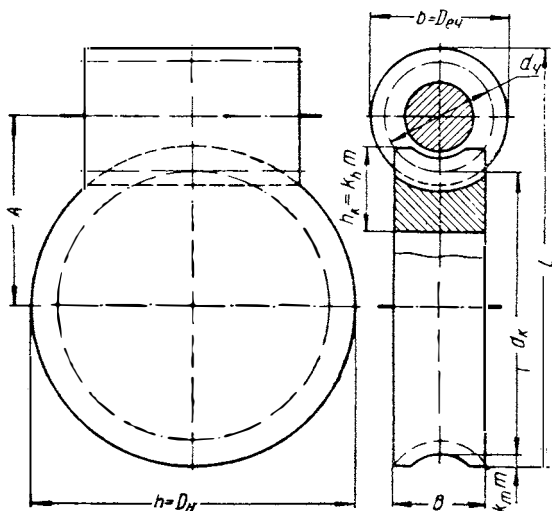
$$h = (z_k + 2k_m + 2) m.$$

Осевой габаритный размер

$$b = (q + 2) m.$$

Объемный показатель габаритных размеров для некорректированной передачи:

$$V = lhb = (z_k + q + k_m + 2) (z_k + 2k_m + 2) (q + 2) m^3.$$



Фиг. 36. Схема червячной передачи.

Подставив  $m = \frac{2A}{z_k + q}$  и приняв во внимание зависимость (17) получаем:

$$V = \frac{29^2}{5} \frac{z_k + k_m + q + 2}{z_k} \cdot \frac{z_k + 2k_m + 2}{z_k} \cdot \frac{q + 2}{q} C$$

или

$$V = \frac{29^2}{5} \cdot \frac{iz_u + k_m + q + 2}{iz_u} \cdot \frac{iz_u + 2k_m + 2}{iz_u} \cdot \frac{q + 2}{q} C. \quad (125)$$

В соответствии с рекомендациями ГОСТ 2144-43 коэффициент  $k_m$  принимают  $k_m \leq 1$  при  $z_u = 1$ ;  $k_m \leq 0,75$  при  $z_u = 2$  и 3;  $k_m \leq 0,5$  при  $z_u = 4$ .

Из формулы (125) видно, что на показатель  $V$  каждый из параметров  $q$  и  $z_\kappa$  влияет самостоятельно, а не в виде отношения  $\frac{q}{z_\kappa}$ .

Поэтому проанализируем характер зависимости  $V$  сначала от  $q$ , а затем от  $z_\kappa$ .

Для выяснения значений  $q$ , при которых получается минимум  $V$ , дифференцируя функцию (125), находим частную производную  $\frac{\partial V}{\partial q}$ , приравниваем ее нулю и получаем зависимость

$$z_\kappa = \frac{q^2}{2} - k_m - 2.$$

Задавая значения  $q$  и принимая  $k_m = 0,5 \div 1$  определяем соответствующие значения  $z_\kappa$ . Результаты подсчетов показывают,

что при  $z_\kappa = 29 \div 29,5$   $V_{\min}$  получается при  $q = 8$ ,  
 „  $z_\kappa = 37,5 \div 38$  „  $q = 9$ ,  
 „  $z_\kappa = 47 \div 47,5$  „  $q = 10$ ,  
 „  $z_\kappa = 57,5 \div 58$  „  $q = 11$ ,  
 „  $z_\kappa = 69 \div 69,5$  „  $q = 12$ ,

Вследствие попадания минимумов  $V$  в область употребительных значений  $q$  и  $z_\kappa$  можно ожидать небольшого влияния  $q$  на величину  $V$ . Для оценки этого влияния найдем относительное изменение  $V$  при переходе от  $q_1 = 8$  к  $q_2 = 12$ :

а) для наименьшего  $z_\kappa = 28$

$$\begin{aligned} \frac{V_2}{V_1} &= \frac{z_\kappa + k_m + 2 + q_2}{z_\kappa + k_m + 2 + q_1} \cdot \frac{q_2 + 2}{q_1 + 2} \cdot \frac{q_1}{q_2} = \\ &= \frac{28 + 0,5 + 2 + 12}{28 + 0,5 + 2 + 8} \cdot \frac{12 + 2}{8 + 2} \cdot \frac{8}{12} = 1,033; \end{aligned}$$

б) для наибольшего  $z_\kappa = 112$  (по той же формуле)

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{112 + 1 + 2 + 12}{112 + 1 + 2 + 8} \cdot \frac{12 + 2}{8 + 2} \cdot \frac{8}{12} = 0,964.$$

Таким образом, при неизменных расчетных условиях влияние  $q$  на  $V$  практически отсутствует: колебания  $V$  не превышают 3,6%.

Произведенный на основании формулы (125) анализ зависимости  $V$  от числа заходов червяка  $z_u$  приводит к условию  $\frac{\partial V}{\partial z_u} < 0$ , т. е. с увеличением  $z_u$  для всех передач  $V$  уменьшается на всем диапазоне изменений  $z_u$ , причем уменьшение  $V$  будет тем интенсивнее, чем больше будет  $q$  и меньше  $i$ .

Для оценки этого влияния возьмем крайние случаи:

а)  $q=12$ ,  $i=28$ , для которого возможны  $z_{u1}=1$  и  $z_{u2}=4$

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{iz_{u2} + q + k_{m2} + 2}{iz_{u1} + q + k_{m1} + 2} \cdot \frac{iz_{u2} + 2k_{m2} + 2}{iz_{u1} + 2k_{m1} + 2} \cdot \frac{z_{u1}^2}{z_{u2}^2} =$$

$$= \frac{28 \cdot 4 + 12 + 0,5 + 2}{28 \cdot 1 + 12 + 1 + 2} \cdot \frac{28 \cdot 4 + 2 \cdot 0,5 + 2}{28 \cdot 1 + 2 \cdot 1 + 2} \cdot \frac{1^2}{4^2} = 0,661;$$

б)  $q=8$ ,  $i=28$ , для которого возможны  $z_{u1}=3$  и  $z_{u2}=4$  (по той же формуле)

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{28 \cdot 4 + 8 + 0,5 + 2}{28 \cdot 3 + 8 + 0,75 + 2} \cdot \frac{28 \cdot 4 + 2 \cdot 0,5 + 2}{28 \cdot 3 + 2 \cdot 0,75 + 2} \cdot \frac{3^2}{4^2} = 0,957.$$

Таким образом, влияние  $z_u$  на  $V$  существенно и при увеличении  $z_u$  характеризуется снижением показателя  $V$  на 12—34%.

Совместное влияние  $q$  и  $z_u$  на показатель  $V$  при  $i=28$  иллюстрируется данными табл. 12 (в таблице приняты неизменные расчетные условия —  $C = \text{const}$ ).

Особенностью червячных передач в обычном исполнении является относительно малый осевой габаритный размер  $b$  при близких друг к другу габаритных размерах  $h$  и  $l$  (см. фиг. 36).

Поэтому при больших  $z_k$  и малых  $q$  форма передачи получается плоской, размер  $b$  — мало влияющим

на габариты редуктора, а отношение  $\frac{h}{l} \approx 1$ .

Указанная особенность червячной передачи, обычно применяемой в одноступенчатых редукторах, делает целесообразным введение еще одного критерия — *показа-*

12. Зависимость объемного показателя габаритных размеров  
*V* червячной передачи с  $i = 28$  от ее параметров  $q$  и  $z_u$

$z_u$	$z_k$	$q = \frac{d_u}{m}$				
		8	9	10	11	12
		<i>V</i>				
1	28	335 <i>C</i>	336 <i>C</i>	338 <i>C</i>	341 <i>C</i>	344 <i>C</i>
2	56	266 <i>C</i>	264 <i>C</i>	263 <i>C</i>	263 <i>C</i>	263 <i>C</i>
3	84	246 <i>C</i>	243 <i>C</i>	242 <i>C</i>	240 <i>C</i>	240 <i>C</i>
4	112	236 <i>C</i>	233 <i>C</i>	230 <i>C</i>	228 <i>C</i>	227 <i>C</i>

теля поперечных габаритных размеров передачи  $F$  в  $\text{см}^2$ .

$$F = lh = (z_k + q + k_m + 2)(z_k + 2k_m + 2)m^2.$$

Подставив  $m = \frac{2A}{z_k + q}$  и значение  $A$  из формулы (17)

получим:

$$F = 30,47 \frac{z_k + q + k_m + 2}{z_k} \frac{z_k + 2k_m + 2}{\sqrt[3]{z_k q^2}} \sqrt[3]{C^2}. \quad (126)$$

Произведем анализ этой зависимости аналогично выполненному для функции  $V = f(q, z_u)$ .

Пользуясь формулой (126), анализируем влияния  $q$  на  $F$ . Получаем минимум  $F$  при  $z_k = \frac{q}{2} - k_m - 2$ ,

что при  $q = 8$  и  $k_m = 0,5$  дает

$$z_k = \frac{8}{2} - 0,5 - 2 = 1,5$$

и при  $q = 12$  и  $k_m = 0,5$  дает

$$z_k = \frac{12}{2} - 0,5 - 2 = 3,5.$$

Таким образом,  $F_{\min}$  получается при  $z_k$ , выходящих за пределы реальных значений. В диапазоне применяемых  $z_k$  имеем  $\frac{\partial F}{\partial q} < 0$ , поэтому с возрастанием  $q$  показатель  $F$  убывает.

Произведем оценку интенсивности влияния  $q$  на  $F$  при  $q_1=8$  и  $q_2=12$ :

а) при  $z_k=28$

$$\begin{aligned}\frac{F_2}{F_1} &= \frac{z_k + k_m + 2 + q_2}{z_k + k_m + 2 + q_1} \sqrt[3]{\left(\frac{q_1}{q_2}\right)^2} = \\ &= \frac{28 + 0,5 + 2 + 12}{28 + 0,5 + 2 + 8} \sqrt[3]{\left(\frac{8}{12}\right)^2} = 0,842;\end{aligned}$$

б) при  $z_k = 112$  (по той же формуле)

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{112 + 1 + 2 + 12}{112 + 1 + 2 + 8} \sqrt[3]{\left(\frac{8}{12}\right)^2} = 0,788.$$

Как видно, при увеличении  $q$  с 8 до 12 показатель  $F$  уменьшается на 16—21%, причем интенсивнее при больших  $z_k$ .

Произведем теперь анализ влияния  $z_u$  на  $F$ , пользуясь зависимостью (126). В результате довольно сложных математических операций установлено, что минимум  $F$  может иметь место лишь при значении  $z_k < 16,68$  и что при  $z_k > 16,68$  всегда  $\frac{\partial F}{\partial z_k} > 0$ .

Таким образом, минимум функции  $F=f(z_k)$  находится вне диапазона применяемых параметров передач; на этом диапазоне при увеличении  $z_k$  показатель  $F$  возрастает, поэтому увеличение числа заходов червяка  $z_u$  при заданном  $i$  для получения малых поперечных габаритов передачи невыгодно.

Возрастание  $F$  может оказаться значительным. Так при увеличении числа заходов червяка с  $z_{u1}=1$  до  $z_{u2}=4$  для случая  $i=28$  и  $q=8$ , имеем

$$\begin{aligned}\frac{F_2}{F_1} &= \frac{z_{u2}i + q + k_{m2} + 2}{z_{u1}i + q + k_{m1} + 2} \cdot \frac{z_{u2}i + 2k_{m2} + 2}{z_{u1}i + 2k_{m1} + 2} \times \\ &\times \sqrt[3]{\left(\frac{z_{u1}}{z_{u2}}\right)^4} = \frac{4 \cdot 28 + 8 + 0,5 + 2}{1 \cdot 28 + 8 + 1 + 2} \times \\ &\times \frac{4 \cdot 28 + 2 \cdot 0,5 + 2}{1 \cdot 28 + 2 \cdot 1 + 2} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{1}{4}\right)^4} = 1,78,\end{aligned}$$

то есть  $F$  увеличивается в 1,78 раза или на 78%.

Как указывалось ранее, проведенный анализ габаритных размеров червячной передачи относится к неизменным расчетным условиям.

Непостоянство расчетных условий оказывает влияние на габариты передачи, внося изменения в принятые зависимости. Так, возрастание диаметра червяка  $d_q$  при увеличении  $q$  и уменьшении  $z_q$  повышает жесткость червяка, снижает концентрацию нагрузки вдоль контактной линии и позволяет при расчете принимать меньшие значения коэффициента нагрузки, а следовательно, получать дополнительное сокращение габаритов передачи. Однако увеличение  $d_q$  при  $n_q = \text{const}$  повышает скорость скольжения нитки червяка по зубьям колеса, что приводит к необходимости снижения  $[\sigma_k]$  в случае изготовления червячных колес из твердых безоловянистых бронз или из чугуна, то есть из материалов, для которых допускаемые контактные напряжения ограничиваются не усталостным выкрашиванием, а опасностью контактного схватывания (заедания). Это обстоятельство приводит к более интенсивному возрастанию  $V$  с увеличением  $\frac{q}{z_q}$ , чем это имеет место при изготовлении колес из мягких оловянистых или других аналогичных бронз. Влияние скорости скольжения  $v_{ск}$  на геометрический показатель несущей способности передачи  $S$  рассмотрено более подробно на стр. 114—121 и показано в табл. 11.

#### ДРУГИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЕРЕДАЧИ

Показатель объема венца червячного колеса  $V_k$  целесообразно учитывать, когда венец изготовлен из дорогостоящего или дефицитного материала, например, высококачественной оловянистой бронзы.

Рассматриваемый показатель примем равным объему венца, определяемому приближенно следующим образом (обозначения см. на фиг. 36):

$$V_k = \pi d_{kcp} B h_k,$$

где  $\frac{d_{kcp}}{2}$  — расстояние от оси колеса до центра тяжести сечения венца.

Принимаем  $d_{kcp} = (z_k - 2) m$ ;

$$B = k_B D_{eq} = k_B (q + 2) m;$$

$$h_k = k_h m.$$



Подставив значения  $d_{кр}$ ,  $B$  и  $h_k$  в формулу для  $V_k$ , получим:

$$V_k = \pi k_B k_h (z_k - 2)(q + 2) m^3.$$

Подставив  $m = \frac{2A}{z_k + q}$  и приняв во внимание зависимость (17), получим:

$$V_k = \frac{292\pi}{5} k_B k_h \frac{z_k - 2}{z_k^2} \cdot \frac{q + 2}{q} C$$

или

$$V_k = 528 k_B k_h \frac{iz_u - 2}{i^2 z_u^2} \frac{q + 2}{q} C. \quad (127)$$

По рекомендациям ГОСТ 2144-43 коэффициент  $k_B$  принимают  $k_B \leq 0,75$  для  $z_u \leq 3$ ,  $k_B \leq 0,67$  для  $z_u = 4$ ; коэффициент  $k_h$  можно принимать равным 5—7.

В табл. 13 помещены значения  $V_k$  для передачи с  $i=28$ , подсчитанные при  $C=\text{const}$ ,  $k_h=6$ ,  $k_B=0,75$  и  $0,67$  (при  $z_u=4$ ) и различных значениях  $q$  и  $z_u$ .

13. Зависимость показателя объема венца червячного колеса  $V_k$  передачи с  $i=28$  от ее параметров  $q$  и  $z_u$

$z_u$	$q = \frac{d_u}{m}$				
	8	9	10	11	12
	$V_k$				
1	98,5C	96,4C	94,5C	93,0C	91,8C
2	51,2C	50,1C	49,1C	48,3C	47,8C
3	34,6C	33,8C	33,2C	32,7C	32,2C
4	23,3C	22,8C	22,3C	22,0C	21,7C

Как видно из формулы (127) и табл. 13, влияние  $q$  на  $V_k$  сравнительно мало: при любых значе-

ниях  $i$  и  $z_u$  увеличение  $q$  с 8 до 12 дает снижение  $V_k$  на величину не более 7%.

Для грубых оценочных расчетов в формуле (127) можно принять  $\frac{iz_u-2}{iz_u} \approx 1$  и  $528 k_B k_n C = c' = \text{const}$ .

Тогда

$$V_k \approx c' \frac{1}{iz_u} \cdot \frac{q+2}{q},$$

то есть  $V_k$  обратно пропорционально  $i$  и  $z_u$ .

Следовательно, для уменьшения расхода бронзы желательно в первую очередь увеличивать число заходов червяка.

Показатель объема червяка  $V_u$  имеет практическое значение при изготовлении червяка из дорогостоящего материала. Если принять этот показатель равным объему цилиндра диаметром  $D_{ec}$  и длиной  $d_k$ , то получим

$$V_u = 132 \frac{iz_u + 1}{i^2 z_u^2} \cdot \frac{(q+1)^2}{q} C,$$

а приняв  $\frac{iz_u+1}{iz_u} \approx 1$  и  $132C = c'' = \text{const}$ ,

получим приближенную формулу

$$V_u \approx c'' \frac{1}{iz_u} \frac{(q+1)^2}{q}.$$

Как видно, показатель  $V_u$  также обратно пропорционален  $i$  и  $z_u$ , но больше, чем  $V_k$ , зависит от  $q$ : при любых значениях  $i$  и  $z_u$  увеличение  $q$  с 8 до 12 дает повышение  $V_u$  на величину до 39%.

К. п. д. червячной передачи является одной из важных ее характеристик. Обычно в редукторных передачах к. п. д. равен 0,75—0,90.

Повышение к. п. д. обеспечивает:

- а) экономию электроэнергии;
- б) улучшение теплового режима и снижение износа деталей передачи;
- в) упрощение конструкции редуктора и снижение стоимости привода.

Эти обстоятельства имеют более важное значение для редукторов сравнительно высокой мощности, работающих с большой нагрузкой. Особенно целесообразно повышать к. п. д. редуктора в тех случаях, когда это позволяет снизить подводимую мощность настолько, чтобы установить более дешевый электродвигатель с меньшей номинальной мощностью. Значение указанных факторов снижается для редукторов малой мощности, работающих кратковременно, часто с неполной нагрузкой.

В зависимости от выбора параметров варианты одной передачи могут иметь различный к. п. д.

Для червячной передачи к. п. д. определяется по формуле

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg} (\lambda + \varphi)},$$

где  $\lambda$  — угол подъема нитки червяка,  $\operatorname{tg} \lambda = \frac{z_u}{q}$ ;

$\varphi$  — угол трения между ниткой червяка и зубьями червячного колеса,  $\operatorname{tg} \varphi = f$ , где  $f$  — коэффициент трения.

К. п. д. повышается с увеличением  $\lambda$ , а следовательно, и  $\frac{z_u}{q}$  и с уменьшением  $\varphi$  или  $f$ . Значения  $\varphi$  и  $f$  зависят

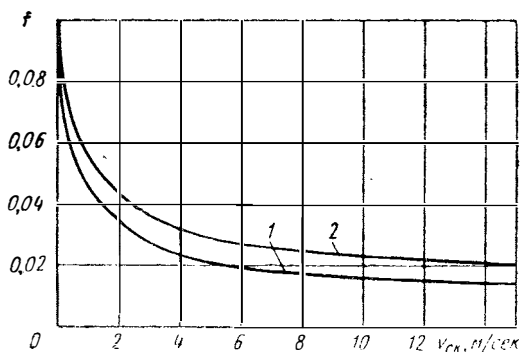
не только от факторов, непосредственно не связанных с параметрами передачи (материалы трущихся пар, качество обработки, смазка), но и от скорости скольжения  $v_{ск}$ , пропорциональной диаметру червяка и поэтому непосредственно зависящей от  $q$  и  $z_u$ .

Характер зависимости  $f$  от  $v_{ск}$  для стального червяка и колеса из оловянистой бронзы показан на фиг. 37.

Поскольку  $d_u$  увеличивается с уменьшением  $z_u$  и увеличением  $q$ , в конечном счете,  $\varphi$  и  $f$  возрастают с уменьшением  $\frac{q}{z_u}$ .

Таким образом, между  $\eta$  и  $\frac{q}{z_u}$  имеет место сложная зависимость: с одной стороны, уменьшение  $\frac{q}{z_u}$  увеличивает  $\lambda$  и благоприятно действует на к. п. д., с другой стороны — повышает  $\varphi$  и  $f$  и неблагоприятно действует

на к. п. д. Однако, первое влияние, как правило, имеет преобладающее значение и сохраняется обратная зависимость между  $\eta$  и  $\frac{q}{z_u}$ ; следовательно, для получения высокого к. п. д. выгодно увеличивать  $z_u$  и уменьшать  $q$ .



Фиг. 37. Зависимость коэффициента трения  $f$  — между стальным червяком и червячным колесом из оловянистой бронзы — от скорости скольжения  $v_{ск}$ :

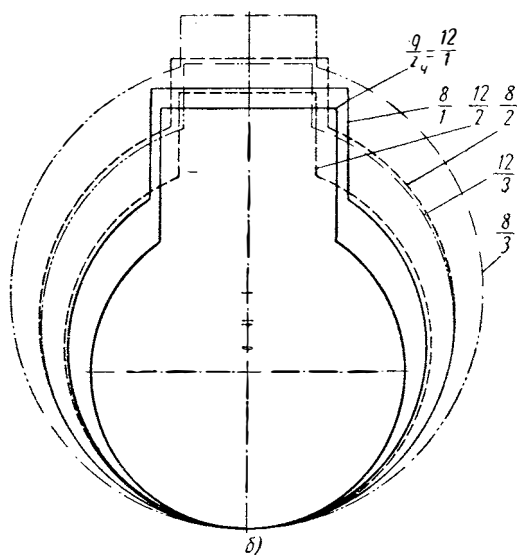
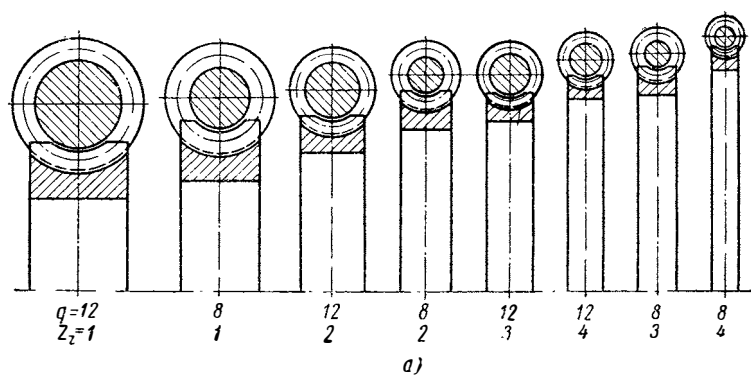
1 — при шлифованном и полированном червяке, 2 — при шлифованном червяке.

Например, для передачи с  $i=28$  с червячным колесом из оловянистой бронзы и стальным закаленным и полированным червяком при различных значениях  $q$  и  $z_u$  получаются значения к. п. д. по табл. 14, если считать, что наибольшая  $v_{ск}$ , имеющая место в варианте с  $q=12$  и  $z_u=1$ , равна 4,5 м/сек.

На фиг. 38 и 39 показаны прочерченные в масштабе эскизы вариантов передач с  $i=28$ , выполненные с колесами из оловянистой или другой бронзы,

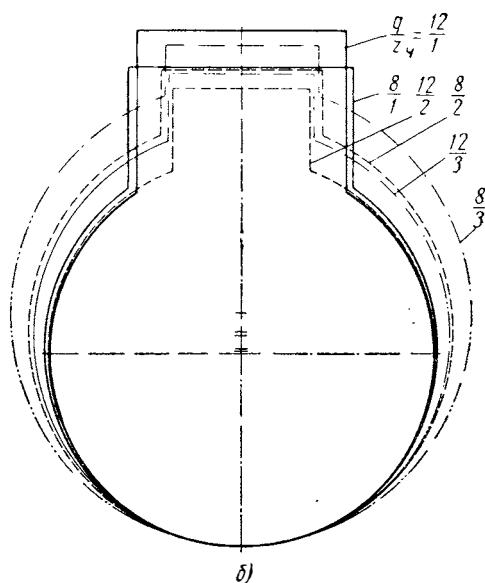
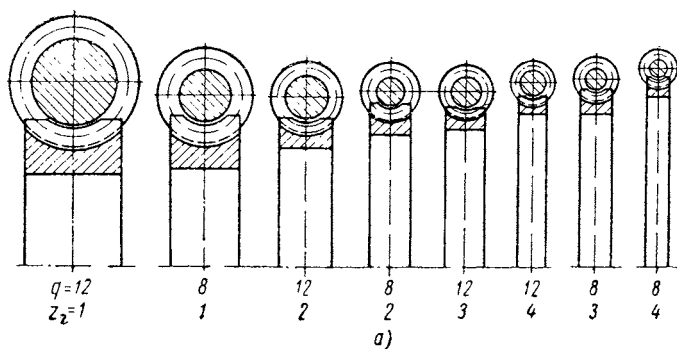
14. Коэффициенты полезного действия червячной передачи с  $i=28$

$z_u$	$q=12$		$q=8$	
	$v_{ск}$ в м/сек	$\eta$ в %	$v_{ск}$ в м/сек	$\eta$ в %
1	4,50	78,6	3,44	83,0
2	2,83	85,5	2,16	87,7
3	2,16	87,7	1,65	88,3
4	1,79	88,8	1,36	90,5



Фиг. 38. Относительные размеры червячных передач с  $i=28$ ,  $z_u = 1 \div 4$ ,  $q=12$  и 8 с колесами из оловянистой бронзы, при одинаковых несущих способностях и неизменных расчетных условиях:

$a$  — червяки и зубчатые венцы в разрезе,  $б$  — схемы поперечных габаритных размеров передач.



Фиг. 39. Относительные размеры червячных передач с  $i=28$ ,  $z_q=1\div 4$ ,  $q=12$  и  $8$  с колесами из бронзы АЖ 9-4, рассчитанными на заедание с учетом скорости скольжения при постоянном числе оборотов в минуту червяка; несущие способности всех передач и расчетные условия одинаковы:

а — червяки и зубчатые венцы в разрезе, б — схемы поперечных габаритных размеров передач.

15. Изменения показателей червячных передач с колесами из оловянистой бронзы в зависимости от  $q$  и  $z_u$  при неизменных расчетных условиях

Изменение параметров передач $q$ и $z_u$	Увеличение показателей в % вследствие изменения параметра							
	$A$	$V$	$a_V$	$F$	$a_F$	$V_K$	$V_u$	$\eta$
Уменьшение $q$ . . . . .	0,5 ÷ 12,5	± 3,5	± 1	3,5 ÷ 27	2 ÷ 12,5	1 ÷ 7	— (7 ÷ 28)	До 5,5
В частности, при изменении:								
$q$ с 12 до 11 при $z_K = 28$ .	0,5	— 1,1	— 0,4	3,5	2	1,3	— 7	
$q$ с 12 до 11 при $z_K = 112$ .	2,5	0,5	0,2	5	2,5	1,3	— 7	
$q$ с 12 до 8 при $z_K = 28$ .	3,5	— 3,3	— 1,1	19	9	7,1	— 28	
$q$ с 12 до 8 при $z_K = 112$ .	12,5	3,6	1,2	27	12,5	7,1	— 28	
Увеличение $z_u$ . . . . .	2 ÷ 38,5	(4 ÷ 34)	(1,5 ÷ 13)	5,5 ÷ 78	2,5 ÷ 33,5	— (24 ÷ 74) в 1,3 ÷ 4 раза		До 13
В частности, при изменении $z_u$ с								
1 до 2 при:								
$q = q_{cp} = 10$ и $i = 28$ . .	11	— 22	— 8	24	11	— 50		
$q = q_{cp} = 10$ и $i = 56$ . .	19	— 13	— 4,5	38	17,5	— 50		

- Примечания 1. Средний линейный размер передачи  $a_V = \sqrt[3]{V}$ , средний поперечный размер передачи  $a_F = \sqrt{F}$   
 2. Знак минус (—) указывает на уменьшение показателя.

рассчитываемой на усталостное выкрашивание (фиг. 38), и с колесами из безоловянистой бронзы марки АЖ 9-4 (фиг. 39).

Первые варианты передач с  $q=12$  и  $z_u=1$  на обеих фигурах имеют одинаковые размеры, они определены при допускаемых контактных напряжениях  $[\sigma_k]=1600 \text{ кг/см}^2$ , что соответствует расчету по длительному пределу выносливости на усталостное выкрашивание бронзы ОФ10-1 отлитой в песок и расчету на заедание бронзы АЖ 9-4 при скорости скольжения  $v_{ск}=4,1 \text{ м/сек}$ .

Остальные варианты передач на фиг. 38 рассчитаны при том же постоянном  $[\sigma_k]$ , а на фиг. 39 при различных  $[\sigma_k]$  с учетом скорости скольжения при постоянном числе оборотов в минуту червяка; варианты имеют  $z_u=1, 2, 3$  и  $4$ ,  $q=12$  и  $8$ .

Для удобства оценки влияния  $q$  и  $z_u$  на параметры и характеристики червячной передачи приводится сводная таблица 15 изменения различных показателей с уменьшением  $q$  и увеличением  $z_u$ . Более сильное влияние  $z_u$  объясняется отчасти тем, что относительное изменение его в употребительных диапазонах значительно больше, чем изменение  $q$ . Таблица составлена для передач с колесом из оловянистой бронзы при неизменных расчетных условиях. В каждом конкретном случае можно установить наиболее важные соображения при выборе  $q$  и  $z_u$  по табл. 15.

Например, если при проектировании редуктора с небольшим передаточным числом в качестве основных требований выдвигается экономия цветного металла и получение высокого к. п. д., то целесообразно в первую очередь увеличивать число заходов червяка (расход бронзы обратно пропорционален  $z_u$ ) до предела, допускаемого числом зубьев колеса  $z_k < 80$  и их прочностью на изгиб с учетом износа. Коэффициент же  $q$ , практически не влияющий на расход бронзы и меньше влияющий, чем  $z_u$ , на к. п. д., целесообразно выбрать из условий достаточной жесткости червяка.

Если при проектировании периодически работающего редуктора основным условием является получение малого межосевого расстояния и малых поперечных габаритов, то желательно выбирать малое  $z_u$  и большое  $q$ , так как то и другое существенно влияет на  $A$  и  $F$ .

---



## ГЛАВА VII

### ТАБЛИЧНЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧ

Для выполнения проектного расчета передач по контактным напряжениям составлены табл. 16—24 на основании формул, приведенных в гл. I.

#### ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА

1. Определяется  $N_{цэк}$  по табл. 16. Если же число оборотов в минуту колеса непостоянно или график работы имеет более двух режимов, то  $N_{цэк}$  подсчитывается по формуле (19).

При пользовании табл. 16 интерполирование не требуется, если условия работы заданы в форме, предусмотренной таблицей (заданы  $\frac{T_i}{T}$  и  $\frac{M_i}{M_{\max}}$  или графики работы, указанные в примечании к таблице).

Эквивалентное число циклов напряжений  $N_{цэк}$  определять не следует:

а) если задано выполнить расчет передачи по длительному пределу выносливости (обеспечить неограниченный срок службы);

б) если рассчитывается червячная передача с колесом из безоловянистой бронзы или из чугуна, для которых опасно контактное схватывание (заедание).

2. Определяется значение показателя  $C_0$  по табл. 17—19 и 23 (таблица выбирается в зависимости от типа передачи и материала колеса).

Учитывая пониженную достоверность входящих в таблицу сведений о твердости зубьев  $H_k$  и эквивалентном числе циклов напряжений  $N_{цэк}$  интерполирование обычно не требуется. Рекомендуется в обычных случаях округлять  $N_{цэк}$  и минимальную  $H_k$  до ближайших больших табличных значений, а при необходимости полуоче-

ния повышенной надежности передачи —  $N_{цэк}$  до ближайшего большего и минимальную  $H_k$  до ближайшего меньшего табличного значения.

При неудачном расположении значений  $N_{цэк}$  и  $H_k$  между табличными значениями этих величин или при желании получить повышенную точность расчета можно применить обычное интерполирование по одному или по двум переменным. Например, при  $H_k=223—250$  и  $N_{цэк}=4,5 \cdot 10^6$  интерполирование данных табл. 17 по  $H_k$  и  $N_{цэк}$  дает:

$$k_c = 31,53 - (31,53 - 28,85) \frac{223 - 220}{230 - 220} + \\ + (33,96 - 31,53) \frac{4,5 \cdot 10^6 - 4 \cdot 10^6}{5 \cdot 10^6 - 4 \cdot 10^6} = \\ = 31,53 - 0,80 + 1,21 = 31,94.$$

Если проектируется червячная передача с колесом из безоловянистой бронзы, рассчитываемой на заедание, то пользуются значениями табл. 11 и методикой, рассмотренной на стр. 119—121.

3. По установленному значению  $C_0$  подбираются параметры передачи с  $C \geq C_0$  по табл. 20—22 и 24.

При этом возможны два случая:

а) если требуется соблюдение табличных значений параметров передач, например при проектировании редукторов с основными параметрами по ГОСТ 2185-55 или ГОСТ 2144-43, то интерполирование параметров не производится, а для получения наиболее компактных передач без излишнего запаса выносливости корректируется твердость материала колес в сторону увеличения с целью перехода на меньшие размеры передачи или в сторону уменьшения — с целью снижения трудоемкости и стоимости колес;

б) если не требуется соблюдение табличных значений параметров передач, например при проектировании специальных редукторов, то производят интерполирование параметров передач обычным способом; при этом интерполирование  $\psi$  и  $\phi$  в табл. 20—22 дает более точные результаты, чем интерполирование  $i$  и особенно  $A$ .

4. Корректировка твердости зубьев колес в соответствии с п. 3а производится следующим образом:

а) по табл. 20—22 или 24 выбирается передача с желательными параметрами и  $C \approx C_0$ ;

б) определяется нужное значение  $k_c$  для этой передачи

$$k_c = C \frac{n_k}{N};$$

в) по полученному значению  $k_c$ , пользуясь табл. 17—19, устанавливают нужное минимальное значение твердости зубьев колеса  $H_k$  или получающееся уменьшение срока службы передачи (пропорционально  $N_{цэк}$ ); для червячных передач по табл. 23 устанавливается необходимость перехода на другие материалы червяка и колеса или также определяется уменьшение срока службы передачи по усталостному выкрашиванию.

При проектировании двух- и трехступенчатых нестандартных редукторов с наименьшим суммарным  $A$  или наименьшим показателем  $V$  можно после определения  $C_0$  для тихоходной ступени найти параметры всех передач комплекта по табл. 3—6 и 8—10 или подсчитать их по формулам, соответствующим другим расчетным условиям (см. гл. III—V).

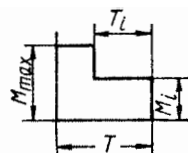
## РАСЧЕТНЫЕ ТАБЛИЦЫ

Эквивалентные числа циклов напряжения для стальных колес и колес из оловянистых бронз при постоянном числе оборотов колеса приведены в табл. 16.

Значения показателя  $C_0$  для цилиндрических и конических передач с прямозубыми колесами из нормализованной или улучшенной стали приведены в табл. 17, для цилиндрических передач с косозубыми и др. колесами из нормализованной или улучшенной стали — в табл. 18, для цилиндрических и конических передач с прямозубыми колесами и для цилиндрических передач с косозубыми колесами из закаленной стали — в табл. 19.

Геометрические показатели несущей способности  $S$  для цилиндрических передач внешнего зацепления, конических передач и цилиндрических передач внутреннего зацепления приведены в табл. 20—22.

Значения показателя  $C_0$  для червячных передач с колесами из бронз, рассчитываемыми на усталостное выкрашивание, приведены в табл. 23, а значение геометрического показателя несущей способности червячных передач  $S$  — в табл. 24.



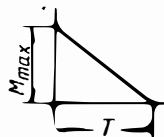
16. Эквивалентные числа циклов напряжения  $N_{цэк}$  для стальных колес ( $m=6$ ) и колес из оловянистой бронзы ( $m=8$ ) при постоянном числе оборотов в минуту колеса  $n_k$  и двухрежимном графике работы

$$N_{цэк} = k_N 60 n_k T$$

$\frac{T_l}{T}$	$\frac{M_l}{M_{max}}$																	
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
	$k_N$ при $m=6$									$k_N$ при $m=8$								
0,1	0,900	0,901	0,903	0,905	0,913	0,922	0,934	0,951	0,973	0,900	0,900	0,901	0,903	0,905	0,913	0,924	0,941	0,966
0,2	0,800	0,802	0,805	0,813	0,825	0,843	0,869	0,902	0,945	0,800	0,800	0,802	0,805	0,813	0,825	0,848	0,882	0,931
0,3	0,700	0,702	0,703	0,719	0,738	0,765	0,803	0,854	0,919	0,700	0,700	0,702	0,703	0,719	0,739	0,772	0,823	0,897
0,4	0,600	0,603	0,611	0,623	0,650	0,683	0,737	0,805	0,892	0,600	0,601	0,603	0,610	0,625	0,652	0,696	0,764	0,862
0,5	0,501	0,504	0,514	0,532	0,533	0,603	0,672	0,753	0,865	0,501	0,501	0,504	0,513	0,531	0,535	0,620	0,705	0,828
0,6	0,401	0,405	0,416	0,433	0,475	0,530	0,603	0,707	0,837	0,401	0,401	0,405	0,415	0,438	0,478	0,544	0,646	0,794
0,7	0,301	0,305	0,319	0,345	0,388	0,451	0,540	0,653	0,810	0,301	0,301	0,305	0,318	0,344	0,391	0,468	0,587	0,759
0,8	0,201	0,203	0,222	0,251	0,300	0,373	0,474	0,610	0,783	0,201	0,201	0,203	0,220	0,250	0,304	0,392	0,528	0,725
0,9	0,101	0,107	0,124	0,153	0,213	0,294	0,403	0,531	0,753	0,101	0,101	0,107	0,123	0,153	0,217	0,316	0,469	0,690

Примечания:

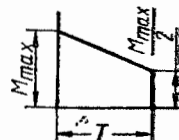
При графике работы



$$k_N = 0,25 \text{ при } m=6;$$

$$k_N = 0,20 \text{ при } m=8.$$

При графике работы



$$k_N = 0,375 \text{ при } m=6;$$

$$k_N = 0,388 \text{ при } m=8.$$

# 17. Значение показателя $C_0$ для цилиндрических и конических передач

$$C_0 = k_c \frac{N \text{ л.с.}}{n_k \text{ об/мин}}$$

$$(\text{исходные формулы: } C_0 = 10^9 \frac{K}{[\sigma_k]^2} \cdot \frac{N}{n_k};$$

$N_{цэк}$ при $m=6$	Твердость зубьев колеса									
	140	150	160	170	180	190	200	210	220	230
	$k_c$									
$10^5$	22,76	19,83	17,43	15,44	13,77	12,36	11,15	10,12	9,22	8,43
$1,25 \cdot 10^5$	24,52	21,36	18,77	16,63	14,83	13,31	12,02	10,90	9,93	9,09
$1,6 \cdot 10^5$	26,62	23,19	20,38	18,06	16,11	14,46	13,05	11,83	10,78	9,86
$2,0 \cdot 10^5$	28,68	24,98	21,96	19,45	17,35	15,57	14,05	12,75	11,62	10,63
$2,5 \cdot 10^5$	30,90	26,91	23,65	20,95	18,69	16,77	15,14	13,73	12,51	11,45
$3,15 \cdot 10^5$	33,37	29,07	25,55	22,63	20,19	18,12	16,35	14,83	13,51	12,36
$4,0 \cdot 10^5$	36,14	31,48	27,67	24,51	21,86	19,62	17,71	16,06	14,63	13,39
$5,0 \cdot 10^5$	38,93	33,91	29,80	26,40	23,55	21,13	19,07	17,30	15,76	14,42
$6,3 \cdot 10^5$	42,04	36,63	32,19	28,51	25,43	22,83	20,60	18,69	17,03	15,58
$8,0 \cdot 10^5$	45,53	39,66	34,86	30,88	27,54	24,72	22,31	20,24	18,44	16,87
$10^6$	49,04	42,72	37,55	33,26	29,67	26,63	24,03	21,80	19,86	18,17
$1,25 \cdot 10^6$	52,83	46,02	40,45	35,83	31,96	28,68	25,89	23,48	21,39	19,57
$1,6 \cdot 10^6$	57,36	49,97	43,92	38,90	34,70	31,14	28,11	25,49	23,23	21,25
$2,0 \cdot 10^6$	61,79	53,83	47,31	41,91	37,38	33,55	30,28	27,36	25,02	22,89
$2,5 \cdot 10^6$	66,56	57,98	50,96	45,14	40,27	36,14	32,62	29,58	26,96	24,66
$3,15 \cdot 10^6$	71,89	62,63	55,04	48,76	43,49	39,03	35,23	31,95	29,11	26,64
$4,0 \cdot 10^6$	77,85	67,82	59,61	52,80	47,10	42,27	38,15	34,60	31,53	28,85
$5,0 \cdot 10^6$	83,86	73,06	64,21	56,88	50,73	45,53	41,09	37,27	33,96	31,07
$6,3 \cdot 10^6$	90,58	78,91	69,35	61,43	54,80	49,18	44,38	40,26	36,68	33,56
$8,0 \cdot 10^6$	98,09	85,45	75,10	66,52	59,34	53,26	48,06	43,60	39,72	36,34
$10^7$	105,7	92,04	80,90	71,66	63,92	57,37	51,78	46,96	42,79	39,15
$1,25 \cdot 10^7$	—	—	—	—	68,84	61,79	55,76	50,58	46,08	42,16
$1,6 \cdot 10^7$	—	—	—	—	74,79	67,12	60,58	54,94	50,06	45,80
$2,0 \cdot 10^7$	—	—	—	—	80,53	72,28	65,23	59,17	53,91	49,32
$2,5 \cdot 10^7$	—	—	—	—	86,74	77,85	70,26	63,73	58,06	53,13
$3,15 \cdot 10^7$	—	—	—	—	93,71	84,10	75,90	68,85	62,73	57,39
Относительные значения	2,04	1,83	1,61	1,43	1,27	1,14	1	0,91	0,83	0,73

Примечания:

1. Твердость  $H_K$  выбирается в соответствии с материалом колеса и его термической
2. Эквивалентное число циклов напряжения  $N_{цэк}$  берется по табл. 16 при  $m=6$
3. Если при нормализованной стали получается  $N_{цэк} > 10^7$ , то принимается  $3,15 \cdot 10^7$  (расчет по длительному пределу выносливости).
4. Если материал шестерни или колеса имеет  $E \neq 2,15 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$  и  $\alpha \neq 20^\circ$  (угло

$$(2) \text{ и } (3). \text{ Тогда } C_0 = k_E k_\alpha k_c \frac{N}{n_k}.$$

5. Если имеется основание принять  $K \neq 1,4$ , то табличные значения  $k_c$  умножают

с прямозубыми колесами из нормализованной или улучшенной стали

$$[\sigma_K] = 26H_K \sqrt[3]{\frac{10^7}{N_{цэк}}}; \text{ принято } K=1,4$$

$H_K$ в единицах $H_B$										Отно- сительные значения
240	250	260	270	280	290	305	320	335	350	
$k_c$										
7,75	7,14	6,60	6,12	5,69	5,31	4,80	4,36	3,98	3,64	0,215
8,34	7,69	7,11	6,59	6,13	5,72	5,17	4,69	4,28	3,92	0,232
9,06	8,35	7,72	7,16	6,66	6,21	5,61	5,10	4,65	4,26	0,252
9,76	8,99	8,32	7,71	7,17	6,68	6,04	5,49	5,01	4,59	0,271
10,51	9,69	8,96	8,31	7,72	7,20	6,51	5,91	5,40	4,94	0,292
11,35	10,46	9,67	8,97	8,34	7,78	7,03	6,39	5,83	5,34	0,316
12,30	11,33	10,48	9,72	9,03	8,42	7,61	6,92	6,31	5,78	0,342
13,25	12,21	11,29	10,47	9,73	9,07	8,20	7,45	6,80	6,23	0,368
14,31	13,19	12,19	11,30	10,51	9,80	8,86	8,05	7,34	6,73	0,398
15,49	14,28	13,20	12,24	11,38	10,61	9,59	8,71	7,95	7,28	0,431
16,69	15,38	14,22	13,19	12,26	11,43	10,33	9,39	8,57	7,85	0,464
17,78	16,57	15,32	14,20	13,21	12,31	11,13	10,11	9,23	8,45	0,5
19,52	17,99	16,63	15,42	14,34	13,37	12,09	10,98	10,02	9,18	0,543
21,03	19,38	17,92	16,61	15,45	14,40	13,02	11,83	10,79	9,89	0,585
22,65	20,87	19,30	17,90	16,64	15,51	14,02	12,74	11,63	10,65	0,630
24,46	22,55	20,85	19,33	17,97	16,76	15,15	13,76	12,56	11,50	0,680
26,49	24,42	22,57	20,93	19,46	18,14	16,40	14,90	13,60	12,46	0,737
28,54	26,30	24,32	22,55	20,97	19,55	17,67	16,05	14,65	13,42	0,794
30,82	28,41	26,26	24,35	22,65	21,11	19,09	17,34	15,82	14,49	0,857
33,38	30,76	28,44	26,37	24,52	22,86	20,67	18,77	17,13	15,69	0,928
35,95	33,14	30,64	28,41	26,42	24,63	22,26	20,22	18,45	16,91	1
38,72	35,69	33,00	30,60	28,45	26,52	23,98	21,78	19,88	18,21	1,077
42,07	38,77	35,84	33,24	30,91	28,81	26,05	23,66	21,59	19,78	1,170
45,30	41,75	38,60	35,79	33,28	31,03	28,05	25,48	23,25	21,30	1,260
48,79	44,97	41,57	38,55	35,85	33,42	30,21	27,44	25,04	22,94	1,357
52,71	48,58	44,91	41,65	38,73	36,10	32,64	29,65	27,05	24,78	1,478
0,70	0,64	0,59	0,55	0,51	0,48	0,43	0,39	0,36	0,33	

обработкой [9].

или подсчитывается по формуле (19).

$N_{цэк} = 10^7$ ; если при улучшенной стали  $N_{цэк} > 3,15 \cdot 10^7$ , то принимается  $N_{цэк} =$

вая коррекция), то вводятся коэффициенты  $k_E$  и  $k_a$ , подсчитываемые по формулам

ся на  $\frac{K}{1,4}$ .

18. Значение показателя  $C_0$  для цилиндрических передач с косозубыми

$$C_0 = k_c \frac{N \text{ л. с.}}{n_K \text{ об/мин}}$$

$$(\text{исходные формулы: } C_0 = \frac{10^9}{[\sigma_K]^2} \cdot \frac{K N}{\vartheta n_K};$$

$N_{ц,эк}$ при $m = 6$	Твердость зубьев колеса								
	140	150	160	170	180	190	200	210	220
	$k_c$								
$10^5$	14,45	12,59	11,07	9,80	8,74	7,83	7,08	6,42	5,85
$1,25 \cdot 10^5$	15,57	13,56	11,92	10,56	9,42	8,43	7,63	6,92	6,31
$1,6 \cdot 10^5$	16,91	14,73	12,94	11,46	10,23	9,16	8,28	7,51	6,85
$2,0 \cdot 10^5$	18,21	15,86	13,94	12,35	11,02	9,86	8,92	8,09	7,37
$2,5 \cdot 10^5$	19,62	17,09	15,02	13,30	11,87	10,62	9,61	8,72	7,94
$3,15 \cdot 10^5$	21,19	18,46	16,22	14,37	12,82	11,47	10,38	9,42	8,58
$4,0 \cdot 10^5$	22,94	19,99	17,57	15,56	13,88	12,43	11,24	10,20	9,29
$5,0 \cdot 10^5$	24,72	21,53	18,92	16,76	14,95	13,39	12,11	10,98	10,01
$6,3 \cdot 10^5$	26,70	23,25	20,44	18,10	16,15	14,46	13,08	11,86	10,81
$8,0 \cdot 10^5$	28,91	25,18	22,13	19,61	17,49	15,66	14,16	12,85	11,71
$10^6$	31,14	27,13	23,84	21,12	18,84	16,86	15,26	13,84	12,61
$1,25 \cdot 10^6$	33,54	29,22	25,68	22,75	20,29	18,17	16,44	14,91	13,58
$1,6 \cdot 10^6$	36,42	31,73	27,88	24,70	22,03	19,73	17,85	16,19	14,75
$2,0 \cdot 10^6$	39,23	34,18	30,04	26,61	23,73	21,25	19,22	17,44	15,89
$2,5 \cdot 10^6$	42,27	36,82	32,36	28,66	25,57	22,89	20,71	18,78	17,11
$3,15 \cdot 10^6$	45,65	39,76	34,95	30,96	27,61	24,72	22,37	20,29	18,49
$4,0 \cdot 10^6$	49,43	43,06	37,85	33,52	29,90	26,77	24,22	21,97	20,02
$5,0 \cdot 10^6$	53,25	46,38	40,77	36,11	32,21	28,84	26,09	23,67	21,56
$6,3 \cdot 10^6$	57,51	50,10	44,03	39,00	34,79	31,15	28,18	25,56	23,29
$8,0 \cdot 10^6$	62,28	54,25	47,68	42,24	37,68	33,73	30,52	27,68	25,22
$10^7$	67,08	58,44	51,36	45,50	40,58	36,33	32,87	29,82	27,17
$1,25 \cdot 10^7$	—	—	—	—	43,71	39,13	35,40	32,11	29,26
$1,6 \cdot 10^7$	—	—	—	—	47,48	42,51	38,46	34,89	31,79
$2,0 \cdot 10^7$	—	—	—	—	51,13	45,78	41,42	37,57	34,23
$2,5 \cdot 10^7$	—	—	—	—	55,07	49,31	44,61	40,46	36,87
$3,15 \cdot 10^7$	—	—	—	—	59,50	53,27	48,19	43,71	39,83
Относи- тельные значения	2,04	1,83	1,61	1,43	1,27	1,14	1	0,91	0,83

Примечания: 1. Для цилиндрических передач с шевронными ко  
для конических с косозубыми колесами — на 1,125 (принято  $\vartheta=1,20$ ),  
на 0,77 (принято  $\vartheta=1,75$ ).

2. Если имеются основания принять  $K \neq 1,2$ , то табличные значения

3. См. также примечания 1—4 к табл. 17.

колесами и других передач из нормализованной или улучшенной стали

$$[\sigma_K] = 26 H_K \sqrt[3]{\frac{10^7}{N_{цэк}}}; \text{принято } K = 1,2 \text{ и } \vartheta = 1,35$$

H <sub>K</sub> в единицах HB												Относительные значения
230	240	250	260	270	280	290	305	320	335	350		
k <sub>c</sub>												
5,36	4,92	4,53	4,19	3,89	3,61	3,37	3,05	2,77	2,52	2,31	0,215	
5,77	5,30	4,88	4,51	4,19	3,89	3,63	3,28	2,98	2,72	2,49	0,232	
6,26	5,75	5,30	4,89	4,55	4,23	3,94	3,56	3,24	2,95	2,70	0,252	
6,75	6,20	5,71	5,27	4,90	4,55	4,24	3,84	3,49	3,18	2,91	0,271	
7,27	6,68	6,15	5,68	5,27	4,90	4,57	4,13	3,75	3,43	3,14	0,292	
7,85	7,21	6,64	6,13	5,70	5,30	4,94	4,46	4,06	3,70	3,39	0,316	
8,50	7,81	7,20	6,64	6,17	5,74	5,35	4,83	4,39	4,01	3,67	0,342	
9,16	8,41	7,75	7,16	6,65	6,18	5,76	5,21	4,73	4,32	3,95	0,368	
9,89	9,08	8,37	7,73	7,18	6,67	6,22	5,62	5,11	4,66	4,27	0,398	
10,71	9,84	9,07	8,37	7,77	7,23	6,74	6,09	5,53	5,05	4,63	0,431	
11,54	10,60	9,77	9,02	8,37	7,78	7,26	6,56	5,96	5,44	4,98	0,464	
12,43	11,41	10,52	9,71	9,02	8,39	7,82	7,07	6,42	5,86	5,37	0,5	
13,49	12,39	11,42	10,55	9,79	9,11	8,49	7,67	6,97	6,36	5,83	0,543	
14,54	13,35	12,30	11,36	10,55	9,81	9,14	8,27	7,51	6,85	6,28	0,585	
15,66	14,38	13,25	12,24	11,36	10,57	9,85	8,90	8,09	7,38	6,76	0,630	
16,91	15,53	14,32	13,22	12,27	11,41	10,64	9,62	8,74	7,97	7,30	0,680	
18,31	16,82	15,50	14,31	13,29	12,36	11,52	10,42	9,46	8,63	7,91	0,737	
19,73	18,12	16,70	15,42	14,32	13,31	12,41	11,22	10,19	9,30	8,52	0,794	
21,31	19,57	18,04	16,65	15,46	14,38	13,40	12,12	11,01	10,04	9,20	0,857	
23,08	21,19	19,53	18,03	16,74	15,57	14,51	13,12	11,92	10,88	9,96	0,928	
24,86	22,83	21,04	19,43	18,04	16,77	15,64	14,14	12,84	11,72	10,73	1,000	
26,77	24,59	22,66	20,92	19,43	18,06	16,84	15,22	13,83	12,62	11,56	1,077	
29,08	25,71	24,62	22,73	21,10	19,62	18,29	16,54	15,02	13,71	12,56	1,170	
31,23	23,76	26,51	24,47	22,73	21,13	19,70	17,81	16,18	14,76	13,52	1,260	
33,73	30,98	28,55	26,36	24,48	22,76	21,22	19,18	17,43	15,90	14,57	1,367	
35,44	33,47	30,84	28,48	26,44	24,59	22,92	20,72	18,83	17,18	15,74	1,466	
0,73	0,70	0,64	0,59	0,55	0,51	0,48	0,43	0,39	0,36	0,33	—	

лесами табличные значения k<sub>c</sub> умножают на 1,08 (принято  $\vartheta=1,25$ ) для конических с круговым зубом, имеющим угол наклона  $\beta_{cp} = 35^\circ$  —

k<sub>c</sub> умножаются на  $\frac{K}{1,2}$ .



# 19. Значение показателя $C_0$ для передач

$$C_0 = k_c \frac{N \text{ л. с.}}{n_k \text{ об/мин}}$$

$$(\text{исходные формулы: } C_0 = \frac{10^9}{[\sigma_k]^2} \cdot \frac{K}{\vartheta} \cdot \frac{N}{n_k};$$

конических передач с прямозубыми колесами  $K=1,4$  и  $\vartheta = 1$ , для цилин

$N_{цэк}$ при $m=6$	Твердость зубьев колеса $H_K$					
	40	42	44	46	48	50
	$k_c$ для прямо					
$10^3$	5,57	5,05	4,60	4,21	3,87	3,57
$1,25 \cdot 10^3$	6,00	5,44	4,96	4,54	4,17	3,84
$1,6 \cdot 10^3$	6,52	5,91	5,39	4,93	4,53	4,17
$2,0 \cdot 10^3$	7,02	6,37	5,80	5,31	4,87	4,49
$2,5 \cdot 10^3$	7,55	6,86	6,25	5,72	5,25	4,84
$3,15 \cdot 10^3$	8,17	7,41	6,75	6,18	5,67	5,23
$4,0 \cdot 10^3$	8,84	8,02	7,31	6,69	6,14	5,66
$5,0 \cdot 10^3$	9,53	8,64	7,87	7,20	6,62	6,10
$6,3 \cdot 10^3$	10,29	9,33	8,50	7,78	7,15	6,59
$8,0 \cdot 10^3$	11,14	10,11	9,21	8,43	7,74	7,13
$10^4$	12,00	10,89	9,92	9,08	8,34	7,68
$1,25 \cdot 10^4$	12,93	11,73	10,68	9,77	8,98	8,27
$1,6 \cdot 10^4$	14,04	12,74	11,61	10,62	9,75	8,99
$2,0 \cdot 10^4$	15,12	13,72	12,50	11,43	10,50	9,68
$2,5 \cdot 10^4$	16,29	14,77	13,46	12,32	11,31	10,42
$3,15 \cdot 10^4$	17,60	15,96	14,54	13,31	12,22	11,26
$4,0 \cdot 10^4$	19,05	17,28	15,75	14,41	13,23	12,19
$5,0 \cdot 10^4$	20,52	18,62	16,96	15,52	14,25	13,14
$6,3 \cdot 10^4$	22,17	20,11	18,32	16,76	15,40	14,19
$8,0 \cdot 10^4$	24,01	21,77	19,84	18,15	16,67	15,36
$10^5$	25,86	23,41	21,37	19,55	17,96	16,55
$1,25 \cdot 10^5$	27,86	25,27	23,02	21,06	19,34	17,83
$1,6 \cdot 10^5$	30,24	27,43	25,00	22,87	21,00	19,36
$2,0 \cdot 10^5$	—	—	—	—	—	—
$2,5 \cdot 10^5$	—	—	—	—	—	—
Относительные значения	1,56	1,42	1,29	1,18	1,09	1

с колесами из закаленной стали

$$[\sigma_k] = 270H_k \sqrt[3]{\frac{10^7}{N_{цэк}}}; \text{ принято для цилиндрических и}$$

дрических передач с косозубыми колесами  $K = 1,2$  и  $\vartheta = 1,35$ )

в единицах HRC							Относи- тель- ные значе- ния
52	54	56	58	60	62	64	
зубых колес							
3,30	3,06	2,84	2,65	2,48	2,32	2,18	0,464
3,55	3,29	3,06	2,85	2,67	2,50	2,34	0,500
3,86	3,58	3,32	3,10	2,90	2,71	2,55	0,543
4,15	3,85	3,58	3,34	3,12	2,92	2,74	0,585
4,47	4,15	3,86	3,60	3,36	3,15	2,95	0,630
4,83	4,48	4,17	3,88	3,63	3,40	3,19	0,680
5,23	4,85	4,51	4,21	3,93	3,68	3,45	0,737
5,64	5,23	4,86	4,53	4,23	3,97	3,72	0,794
6,09	5,65	5,25	4,89	4,57	4,28	4,02	0,857
6,59	6,11	5,69	5,30	4,95	4,64	4,35	0,928
7,10	6,59	6,12	5,71	5,33	5,00	4,69	1,000
7,65	7,09	6,60	6,15	5,75	5,38	5,05	1,077
8,31	7,71	7,17	6,68	6,24	5,85	5,49	1,170
8,95	8,30	7,72	7,19	6,72	6,29	5,91	1,260
9,64	8,94	8,31	7,75	7,24	6,78	6,36	1,357
10,41	9,65	8,98	8,37	7,82	7,32	6,87	1,466
11,27	10,45	9,72	9,06	8,47	7,93	7,44	1,587
12,14	11,26	10,47	9,76	9,12	8,54	8,02	1,710
13,12	12,16	11,31	10,54	9,85	9,23	8,66	1,847
14,20	13,17	12,25	11,42	10,67	9,99	9,38	2,000
15,30	14,19	13,19	12,30	11,49	10,76	10,10	2,154
16,48	15,28	14,21	13,25	12,38	11,59	10,88	2,321
17,90	16,60	15,43	14,39	13,44	12,59	11,82	2,520
19,28	17,88	16,62	15,50	14,48	13,56	12,73	2,714
—	—	7,91	16,69	15,60	14,61	13,71	2,924
0,92	0,86	0,80	0,74	0,69	0,65	0,61	

$N_{цэк}$ при $m=6$	Твердость зубьев колеса $H_K$					
	40	42	44	46	48	50
	$k_c$ для косо					
$10^6$	3,54	3,21	2,92	2,68	2,46	2,26
$1,25 \cdot 10^6$	3,81	3,46	3,15	2,88	2,65	2,44
$1,6 \cdot 10^6$	4,14	3,75	3,42	3,13	2,87	2,65
$2,0 \cdot 10^6$	4,46	4,04	3,68	3,37	3,10	2,85
$2,5 \cdot 10^6$	4,80	4,35	3,97	3,63	3,33	3,07
$3,15 \cdot 10^6$	5,19	4,70	4,29	3,92	3,60	3,32
$4,0 \cdot 10^6$	5,62	5,09	4,64	4,25	3,90	3,59
$5,0 \cdot 10^6$	6,05	5,49	5,00	4,57	4,20	3,87
$6,3 \cdot 10^6$	6,53	5,93	5,40	4,94	4,54	4,18
$8,0 \cdot 10^6$	7,07	6,42	5,85	5,35	4,91	4,53
$10^7$	7,62	6,91	6,30	5,76	5,29	4,88
$1,25 \cdot 10^7$	8,21	7,44	6,78	6,21	5,70	5,25
$1,6 \cdot 10^7$	8,92	8,09	7,37	6,74	6,19	5,71
$2,0 \cdot 10^7$	9,60	8,71	7,94	7,26	6,67	6,15
$2,5 \cdot 10^7$	10,34	9,38	8,55	7,82	7,18	6,62
$3,15 \cdot 10^7$	11,17	10,13	9,23	8,45	7,76	7,15
$4,0 \cdot 10^7$	12,10	10,97	10,00	9,15	8,40	7,74
$5,0 \cdot 10^7$	13,03	11,82	10,77	9,85	9,05	8,34
$6,3 \cdot 10^7$	14,08	12,77	11,63	10,64	9,78	9,01
$8,0 \cdot 10^7$	15,24	13,83	12,60	11,53	10,58	9,75
$10^8$	16,42	14,89	13,57	12,41	11,40	10,51
$1,25 \cdot 10^8$	17,69	16,04	14,62	13,37	12,28	11,32
$1,6 \cdot 10^8$	19,20	17,42	15,87	14,52	13,34	12,29
$2,0 \cdot 10^8$	—	—	—	—	—	—
$2,5 \cdot 10^8$	—	—	—	—	—	—
Относительные значения	1,56	1,42	1,29	1,18	1,09	1

Примечания: 1. Для цилиндрических передач с шевронными умножают на 1,08 (принято  $K=1,2$  и  $\beta=1,25$ ); конических с косозубом с круговым зубом, имеющим угол наклона  $\beta_{cp}=35^\circ$  — на 0,77 (принято

2. Если при закаленной до твердости  $H_K < 55$  HRC стали до твердости  $H_K > 55$  HRC стали  $N_{цэк} > 2,5 \cdot 10^8$ , то принимается

3. Если имеются основания принять другое  $K$ , то табличные значения на  $\frac{K}{1,2}$ .

4. См. также примечания 1, 2 и 4 к табл. 17.

в единицах HRC								Относи- тель- ные значе- ния
52	54	56	58	60	62	64		
зубых колес								
2,09	1,94	1,80	1,68	1,57	1,47	1,38	0,464	
2,25	2,09	1,94	1,81	1,69	1,59	1,49	0,500	
2,45	2,27	2,11	1,97	1,84	1,72	1,62	0,543	
2,64	2,46	2,27	2,12	1,98	1,86	1,74	0,585	
2,84	2,63	2,45	2,28	2,13	2,00	1,88	0,630	
3,07	2,85	2,65	2,47	2,30	2,16	2,03	0,680	
3,32	3,08	2,87	2,67	2,50	2,34	2,19	0,737	
3,58	3,32	3,09	2,88	2,69	2,52	2,36	0,794	
3,87	3,58	3,33	3,11	2,90	2,72	2,55	0,857	
4,19	3,88	3,61	3,37	3,14	2,94	2,76	0,928	
4,51	4,18	3,89	3,62	3,39	3,17	2,98	1,000	
4,86	4,50	4,19	3,90	3,65	3,42	3,21	1,077	
5,28	4,89	4,55	4,24	3,96	3,71	3,48	1,170	
5,68	5,27	4,90	4,57	4,27	4,00	3,75	1,260	
6,12	5,67	5,28	4,92	4,60	4,30	4,04	1,357	
6,61	6,13	5,70	5,31	4,97	4,65	4,36	1,466	
7,16	6,64	6,17	5,75	5,38	5,04	4,73	1,587	
7,71	7,15	6,65	6,20	5,79	5,42	5,09	1,710	
8,33	7,72	7,18	6,70	6,26	5,86	5,50	1,847	
9,02	8,36	7,78	7,25	6,77	6,34	5,95	2,000	
9,72	9,01	8,38	7,81	7,30	6,83	6,41	2,154	
10,47	9,70	9,02	8,41	7,86	7,36	6,91	2,321	
11,36	10,54	9,80	9,13	8,54	7,99	7,50	2,520	
12,24	11,35	10,55	9,84	8,19	8,61	8,08	2,714	
—	—	11,37	10,60	9,90	9,28	8,70	2,924	
0,92	0,86	0,80	0,74	0,69	0,65	0,61		

колесами табличные значения  $k_c$  для передач с косозубыми колесами быими колесами — на 1,125 (принято  $K=1,2$  и  $\vartheta=1,2$ ); конических  $K=1,2$  и  $\vartheta=1,75$ ).

$N_{цэк} > 1,6 \cdot 10^8$ , то принимается  $N_{цэк} = 1,6 \cdot 10^8$ , если при закаленной  $N_{цэк} = 2,5 \cdot 10^8$  (расчет по длительному пределу выносливости).

ния  $k_c$  для прямозубых колес умножаются на  $\frac{K}{1,4}$ , для косозубых —

## 20. Геометрические показатели несущей способности

$$C = \frac{10}{29^2} \cdot \frac{i^2}{(i+1)^3} \psi A^3$$

<i>i</i>	$\psi = \frac{B}{A}$	$\Phi = \frac{B}{d_{из}}$	<i>A</i>				
			100	125	150	175	200
			<i>C</i>				
1,25	0,2	0,225	0,3262	0,6371	1,101	1,748	2,610
	0,25	0,281	0,4078	0,7964	1,376	2,185	3,262
	0,3	0,337	0,4893	0,9557	1,651	2,622	3,915
	0,4	0,45	0,6524	1,274	2,202	3,497	5,219
	0,5	0,562	0,8155	1,593	2,752	4,371	6,524
	0,6	0,675	0,9787	1,911	3,303	5,245	7,829
	0,8	0,9	1,305	2,549	4,404	6,993	10,44
	1,0	1,12	1,631	3,186	5,505	8,742	13,05
	1,2	1,35	1,957	3,823	6,606	1,049	15,66
1,4	0,2	0,24	0,3372	0,6585	1,138	1,807	2,697
	0,25	0,3	0,4215	0,8232	1,422	2,259	3,372
	0,3	0,36	0,5058	0,9878	1,707	2,711	4,046
	0,4	0,48	0,6744	1,317	2,276	3,614	5,395
	0,5	0,6	0,8429	1,646	2,845	4,518	6,744
	0,6	0,72	1,016	1,976	3,414	5,421	8,092
	0,8	0,96	1,349	2,634	4,552	7,228	10,79
	1,0	1,2	1,686	3,293	5,690	9,035	13,49
	1,2	1,44	2,023	3,951	6,828	10,84	16,18
1,6	0,2	0,26	0,3464	0,6765	1,169	1,856	2,771
	0,25	0,325	0,4330	0,8457	1,461	2,320	3,464
	0,3	0,39	0,5196	1,015	1,754	2,785	4,157
	0,4	0,52	0,6928	1,353	2,338	3,713	5,542
	0,5	0,65	0,8660	1,691	2,923	4,641	6,928
	0,6	0,78	1,039	2,030	3,507	5,569	8,313
	0,8	1,04	1,386	2,706	4,676	7,426	11,08
	1,0	1,3	1,732	3,383	5,845	9,282	13,86
	1,2	1,56	2,078	4,059	7,014	11,14	16,63
1,8	0,2	0,28	0,3510	0,6855	1,185	1,881	2,808
	0,25	0,35	0,4387	0,8569	1,481	2,351	3,510
	0,3	0,42	0,5265	1,028	1,777	2,822	4,212
	0,4	0,56	0,7020	1,371	2,369	3,762	5,616
	0,5	0,70	0,8775	1,714	2,962	4,703	7,020
	0,6	0,84	1,053	2,057	3,554	5,643	8,424
	0,8	1,12	1,404	2,742	4,738	7,525	1,123
	1,0	1,4	1,755	3,428	5,923	9,406	14,04
	1,2	1,68	2,106	4,113	7,108	11,29	16,85

цилиндрических передач внешнего зацепления

В мм								
250	300	350	400	450	500	550	600	
С								
5,097	8,808	13,99	20,88	29,73	40,78	54,27	70,46	
6,371	11,01	17,48	26,10	37,16	50,97	67,84	88,08	
7,646	13,21	20,98	31,32	44,59	61,17	81,41	105,7	
10,19	17,62	27,97	41,76	59,45	81,55	108,5	140,9	
12,74	22,02	34,97	52,19	74,32	101,9	135,7	176,2	
15,29	26,42	41,96	62,63	89,18	122,3	162,8	211,4	
20,39	35,23	55,95	83,51	118,9	163,1	217,1	281,9	
25,49	44,04	69,93	104,4	148,6	203,9	271,4	352,3	
30,58	52,85	83,92	125,3	178,4	244,7	325,6	422,8	
5,268	9,104	14,46	21,58	30,73	42,15	56,10	72,83	
6,585	11,38	18,07	26,97	38,41	52,68	70,12	91,04	
7,903	13,66	21,68	32,37	46,09	63,22	84,15	109,2	
10,54	18,21	28,91	43,16	61,45	84,29	112,2	145,7	
13,17	22,76	36,14	53,95	76,81	105,4	140,2	182,1	
15,81	27,31	43,37	64,74	92,18	126,4	168,3	218,5	
21,07	36,41	57,83	86,32	122,9	168,6	224,4	291,3	
26,34	45,52	72,28	107,90	153,6	210,7	280,5	364,1	
31,61	54,62	86,74	129,5	184,4	252,9	336,6	437,0	
5,412	9,352	14,85	22,17	31,56	43,30	57,63	74,82	
6,765	11,69	18,56	27,71	39,45	54,12	72,04	93,52	
8,118	14,03	22,28	33,25	47,35	64,95	86,44	112,2	
10,82	18,70	29,70	44,34	63,13	86,60	115,3	149,6	
13,53	23,38	37,13	55,42	78,91	108,2	144,1	187,0	
16,24	28,06	44,55	66,51	94,69	129,9	172,9	224,5	
21,65	37,41	59,40	88,67	126,3	173,2	230,5	299,3	
27,06	46,76	74,26	110,8	157,8	216,5	288,1	374,1	
32,47	56,11	89,11	133,0	189,4	259,8	345,8	448,9	
5,484	9,477	15,05	22,46	31,98	43,87	58,40	75,82	
6,855	11,85	18,81	28,08	39,98	54,84	73,00	94,77	
8,227	14,22	22,57	33,70	47,98	65,81	87,60	113,7	
10,97	18,95	30,10	44,93	63,97	87,75	116,8	151,6	
13,71	23,69	37,62	56,16	79,96	109,7	146,0	189,5	
16,45	28,43	45,15	67,39	95,95	131,6	175,2	227,4	
21,94	37,91	60,20	89,86	127,9	175,5	233,6	303,3	
27,42	47,38	75,25	112,32	159,9	219,4	292,0	379,1	
32,91	56,86	90,29	134,8	191,9	263,2	350,4	454,9	

$i$	$\psi = \frac{B}{A}$	$\varphi = \frac{B}{d_{uu}}$	$A$					
			100	125	150	175	200	
			$C$					
2,0	0,2	0,3	0,3523	0,6881	1,189	1,888	2,819	
	0,25	0,375	0,4404	0,8601	1,486	2,360	3,523	
	0,3	0,45	0,5285	1,032	1,784	2,832	4,228	
	0,4	0,6	0,7046	1,376	2,378	3,776	5,637	
	0,5	0,75	0,8808	1,720	2,973	4,720	7,046	
	0,6	0,9	1,057	2,064	3,567	5,665	8,456	
	0,8	1,2	1,409	2,752	4,756	7,553	11,27	
	1,0	1,5	1,762	3,441	5,945	9,441	14,09	
	1,2	1,8	2,114	4,129	7,134	11,33	16,91	
2,24	0,2	0,324	0,3508	0,6852	1,184	1,880	2,807	
	0,25	0,405	0,4385	0,85651	1,480	2,350	3,508	
	0,3	0,486	0,5262	1,028	1,776	2,820	4,210	
	0,4	0,648	0,7017	1,370	2,368	3,760	5,613	
	0,5	0,81	0,8771	1,713	2,960	4,701	7,017	
	0,6	0,972	1,052	2,056	3,552	5,641	8,420	
	0,8	1,30	1,403	2,741	4,736	7,521	11,23	
	1,0	1,62	1,754	3,426	5,920	9,401	14,03	
	1,2	1,944	2,105	4,111	7,104	11,28	16,84	
2,5	0,2	0,35	0,3467	0,6771	1,170	1,858	2,773	
	0,25	0,437	0,4333	0,8464	1,462	2,322	3,467	
	0,3	0,525	0,5200	1,016	1,755	2,787	4,160	
	0,4	0,7	0,6933	1,354	2,340	3,716	5,547	
	0,5	0,875	0,8667	1,693	2,925	4,645	6,933	
	0,6	1,05	1,040	2,031	3,510	5,574	8,320	
	0,8	1,4	1,387	2,708	4,680	7,432	11,09	
	1,0	1,75	1,733	3,385	5,850	9,290	13,87	
	(1,2)	2,1	2,080	4,062	7,020	11,15	16,64	
2,8	0,2	0,38	0,3398	0,6636	1,147	1,821	2,718	
	0,25	0,475	0,4247	0,82954	1,433	2,276	3,398	
	0,3	0,57	0,5097	0,99545	1,720	2,732	4,077	
	0,4	0,76	0,6796	1,327	2,294	3,642	5,436	
	0,5	0,95	0,8495	1,659	2,867	4,553	6,796	
	0,6	1,14	1,019	1,991	3,440	5,463	8,155	
	0,8	1,52	1,359	2,655	4,587	7,284	10,87	
	1,0	1,9	1,699	3,318	5,734	9,105	13,59	
	(1,2)	2,28	2,039	3,982	6,881	10,93	16,31	
3,15	0,2	0,415	0,3301	0,6448	1,114	1,769	2,641	
	0,25	0,519	0,4127	0,8060	1,393	2,212	3,301	

в млн

250	300	350	400	450	500	550	600
С							
5,505	9,512	15,11	22,55	32,10	44,04	58,62	76,10
6,881	11,89	18,88	28,19	40,13	55,05	73,27	95,12
8,257	14,27	22,66	33,82	48,16	66,06	87,92	114,1
11,01	19,02	30,21	45,10	64,21	88,08	117,2	152,2
13,76	23,78	37,76	56,37	80,26	110,1	146,5	190,2
16,51	28,54	45,32	67,64	96,31	132,1	175,8	228,3
22,02	38,05	60,42	90,19	128,4	176,2	234,5	304,4
27,52	47,56	75,53	112,7	160,5	220,2	293,1	380,5
33,03	57,07	90,63	135,3	192,6	264,2	351,7	456,6
5,482	9,472	15,04	22,45	31,97	43,85	58,37	75,78
6,852	11,84	18,80	28,07	39,96	54,82	72,96	94,27
8,223	14,21	22,56	33,68	47,95	65,78	87,55	113,7
10,96	18,94	30,08	44,91	63,94	87,71	116,7	151,6
13,70	23,68	37,60	56,13	79,92	109,6	145,9	180,4
16,45	28,42	45,13	67,36	95,91	131,6	175,1	227,3
21,93	37,89	60,17	89,81	127,9	175,4	233,5	303,1
27,41	47,36	75,21	112,27	159,8	219,3	291,8	378,9
32,89	56,83	90,25	134,7	191,8	263,1	350,2	454,7
5,417	9,360	14,86	22,19	31,59	43,33	57,68	74,88
6,771	11,70	18,58	27,73	39,49	54,17	72,10	93,60
8,125	14,04	22,29	33,28	47,38	65,00	86,51	112,3
10,83	18,72	29,73	44,37	63,18	86,67	115,4	149,8
13,54	23,40	37,16	55,47	78,97	108,3	144,2	187,2
16,25	28,08	44,59	66,56	94,77	130,0	173,0	224,6
21,67	37,44	59,45	88,75	126,4	173,3	230,7	299,5
27,08	46,80	74,32	110,9	157,9	216,7	288,4	374,4
32,50	56,16	89,18	133,1	189,5	260,0	346,1	449,3
5,309	9,174	14,57	21,75	30,96	42,47	56,53	73,39
6,636	11,47	18,21	27,18	38,70	53,09	70,66	91,74
7,964	13,76	21,85	32,62	46,44	63,71	84,80	110,1
10,62	18,35	29,14	43,49	61,93	84,95	113,1	146,8
13,27	22,94	36,42	54,37	77,41	106,2	141,3	183,5
15,93	27,52	43,70	65,24	92,89	127,4	169,6	220,2
21,24	36,70	58,27	86,98	123,9	169,9	226,1	293,6
26,55	45,87	72,84	108,7	154,8	212,4	282,7	367,0
31,85	55,04	87,41	130,5	185,8	254,8	339,2	440,4
5,159	8,914	14,16	21,13	30,08	41,27	54,93	71,31
6,448	11,14	17,69	26,41	37,61	51,59	68,66	89,14



$i$	$\psi = \frac{B}{A}$	$\varphi = \frac{B}{d u}$	$A$					
			100	125	150	175	200	
			$C$					
3, 15	0,3	0,626	0,4952	0,9672	1,671	2,654	3,962	
	0,4	0,83	0,6603	1,290	2,229	3,539	5,282	
	0,5	1,04	0,8254	1,612	2,786	4,423	6,603	
	0,6	1,24	0,9904	1,934	3,343	5,308	7,924	
	0,8	1,66	1,321	2,579	4,457	7,078	10,56	
	(1,0)	2,07	1,650	3,224	5,571	8,847	13,21	
	(1,2)	2,49	1,981	3,869	6,686	10,62	15,85	
3, 55	0,2	0,455	0,3182	0,6214	1,074	1,705	2,545	
	0,25	0,569	0,3977	0,7768	1,342	2,131	3,182	
	0,3	0,682	0,4773	0,9321	1,611	2,558	3,818	
	0,4	0,91	0,6393	1,243	2,148	3,410	5,091	
	0,5	1,14	0,7954	1,554	2,685	4,263	6,363	
	0,6	1,36	0,9545	1,864	3,221	5,116	7,636	
	0,8	1,82	1,273	2,486	4,295	6,821	10,18	
	(1)	2,27	1,591	3,107	5,369	8,526	12,73	
4, 0	0,2	0,5	0,3044	0,5946	1,027	1,631	2,435	
	0,25	0,625	0,3805	0,7432	1,284	2,039	3,044	
	0,3	0,75	0,4566	0,8919	1,541	2,447	3,653	
	0,4	1,0	0,6088	1,189	2,055	3,263	4,870	
	0,5	1,25	0,7610	1,486	2,568	4,078	6,088	
	0,6	1,5	0,91	1,784	3,082	4,894	7,306	
	0,8	2,0	1,218	2,378	4,109	6,526	9,741	
	(1)	2,5	1,522	2,973	5,137	8,157	12,18	
4, 5	0,2	0,55	0,2894	0,5653	0,9769	1,551	2,316	
	0,25	0,687	0,3618	0,7067	1,221	1,939	2,894	
	0,3	0,825	0,4342	0,8480	1,465	2,327	3,473	
	0,4	1,1	0,5789	1,131	1,954	3,103	4,631	
	0,5	1,37	0,7236	1,413	2,442	3,878	5,789	
	0,6	1,65	0,8683	1,696	2,931	4,654	6,947	
	(0,8)	2,2	1,158	2,261	3,908	6,205	9,262	
5, 0	0,2	0,6	0,2754	0,5376	0,9290	1,475	2,202	
	0,25	0,75	0,3441	0,6720	1,161	1,844	2,752	
	0,3	0,9	0,4123	0,8064	1,393	2,213	3,303	
	0,4	1,2	0,5505	1,075	1,858	2,950	4,404	
	0,5	1,5	0,6881	1,344	2,322	3,688	5,505	
	0,6	1,8	0,8257	1,613	2,787	4,425	6,606	
	(0,8)	2,4	1,101	2,150	3,716	5,901	8,808	

Продолжение табл. 20

В ММ							
250	300	350	400	450	500	550	600
С							
7,738	13,37	21,23	31,63	45,13	61,90	82,39	107,0
10,32	17,83	28,31	42,23	60,17	82,54	109,9	142,6
12,90	22,29	35,39	52,82	75,21	103,2	137,3	178,3
15,48	26,74	42,47	63,39	90,25	123,8	164,8	213,9
20,63	35,66	56,62	84,52	120,3	165,1	219,7	285,2
25,79	44,57	70,78	105,65	150,4	206,3	274,6	356,6
30,95	53,48	84,93	126,8	180,5	247,6	329,6	427,9
4,971	8,591	13,64	20,36	28,99	39,77	52,94	68,72
6,214	10,74	17,05	25,45	36,24	49,71	66,17	85,91
7,457	12,86	20,46	30,54	43,49	59,66	79,40	103,1
9,943	17,18	27,28	40,73	57,99	79,54	105,9	137,4
12,43	21,48	34,10	50,91	72,48	99,43	132,3	171,8
14,91	25,77	40,92	61,09	86,98	119,3	158,8	206,2
19,89	34,36	54,57	81,45	116,0	159,1	211,7	274,9
24,86	42,95	68,21	101,8	145,0	198,9	264,7	343,6
4,756	8,219	13,05	19,48	27,74	38,05	50,64	65,75
5,945	10,27	16,31	24,35	34,67	47,56	63,31	82,19
7,134	12,33	19,58	29,22	41,61	57,08	75,97	98,63
9,51	16,44	26,10	38,96	55,48	76,10	101,3	131,5
11,89	10,58	32,63	48,70	69,35	95,13	126,6	164,4
14,27	24,66	39,15	58,44	83,22	114,2	151,9	197,3
19,02	32,88	52,20	77,93	111,0	152,2	202,6	263,0
23,78	41,09	65,16	97,41	138,7	190,3	253,2	328,8
4,523	7,815	12,41	18,52	26,38	36,18	48,16	62,52
5,653	9,769	15,51	23,16	32,97	45,23	60,20	78,15
6,784	11,72	18,62	27,79	39,56	54,27	72,24	93,78
9,045	15,63	24,82	37,05	52,75	72,36	96,31	125,0
11,31	19,54	1,03	46,31	65,94	90,45	120,4	156,3
13,57	23,45	37,23	55,57	79,13	108,5	144,5	187,6
18,09	31,26	49,64	74,10	105,5	144,7	192,6	250,1
4,301	7,432	11,80	17,62	25,08	34,41	45,79	59,45
5,376	9,290	14,75	22,02	31,35	43,01	157,24	74,32
6,451	11,15	17,70	26,42	37,62	51,61	68,69	89,18
8,601	14,86	23,60	35,23	50,16	68,81	91,59	118,9
10,75	18,58	29,50	44,04	62,70	86,01	114,5	148,6
12,90	22,29	35,40	52,85	75,25	103,2	137,4	178,4
17,20	29,73	47,20	70,46	100,3	137,6	183,2	237,8

$i$	$\psi = \frac{B}{A}$	$\varphi = \frac{B}{d_u}$	$A$				
			100	125	150	175	200
			$g$				
5,6	0,2	0,66	0,2594	0,5067	0,875	1,390	2,075
	0,25	0,825	0,3243	0,6333	1,094	1,738	2,594
	0,3	0,99	0,3891	0,7600	1,313	2,085	3,113
	0,4	1,32	0,5188	1,013	1,751	2,780	4,150
	0,5	1,65	0,6485	1,267	2,189	3,476	5,188
	0,6	1,98	0,7782	1,520	2,626	4,171	6,226
6,3	0,2	0,73	0,2426	0,4739	0,9189	1,300	1,941
	0,25	0,912	0,3033	0,5924	1,024	1,625	2,426
	0,3	1,095	0,3639	0,7108	1,228	1,951	2,912
	0,4	1,46	0,4853	0,9478	1,638	2,601	3,882
	0,5	1,82	0,6066	1,185	2,047	3,251	4,853
	(0,6)	2,19	0,7279	1,422	2,457	3,901	5,823
7,1	0,2	0,81	0,2256	0,4058	0,7613	1,209	1,805
	0,25	1,01	0,2820	0,5073	0,9517	1,511	2,256
	0,3	1,21	0,3384	0,6087	1,142	1,813	2,707
	0,4	1,62	0,4512	0,8116	1,523	2,418	3,609
	(0,5)	2,02	0,5639	1,015	1,903	3,022	4,512
	(0,6)	2,43	0,6767	1,217	2,284	3,627	5,414
8,0	0,2	0,9	0,2088	0,4078	0,7046	1,119	1,670
	0,25	1,12	0,2610	0,5097	0,8808	1,399	2,088
	0,3	1,35	0,3132	0,6117	1,057	1,678	2,505
	0,4	1,8	0,4176	0,8155	1,409	2,238	3,340
	(0,5)	2,25	0,5219	1,019	1,762	2,797	4,176
9,0	0,2	1	0,1926	0,3762	0,6501	1,032	1,541
	0,25	1,25	0,2408	0,4703	0,8126	1,290	1,926
	0,3	1,5	0,2889	0,5643	0,9752	1,549	2,312
	0,4	2	0,3853	0,7525	1,300	2,065	3,082
	(0,5)	2,5	0,4816	0,9406	1,625	2,581	3,853
10,0	0,2	1,1	0,1787	0,3490	0,6030	0,9576	1,429
	0,25	1,38	0,2233	0,4362	0,7538	1,197	1,787
	0,3	1,65	0,2680	0,5235	0,9045	1,436	2,144
	(0,4)	2,2	0,3573	0,6979	1,206	1,915	2,859

Примечание. Параметры передач ( $A$ ,  $i$ ,  $\psi$ ) взяты по рядам, предусмотренным

В ММ								
	250	300	350	400	450	500	550	600
С								
	4,053	7,004	11,12	16,60	23,64	32,43	43,16	56,03
	5,067	8,755	13,90	20,75	29,55	40,53	53,95	70,04
	6,080	10,51	16,68	24,90	35,46	48,64	64,74	84,05
	8,106	14,01	22,24	33,20	47,28	64,85	86,32	112,1
	10,13	17,51	27,80	41,50	59,10	81,06	107,9	140,1
	12,16	21,03	33,37	49,81	70,91	97,28	129,5	168,1
	3,791	6,551	10,40	15,53	21,10	30,33	40,37	52,41
	4,739	8,189	13,00	19,41	26,37	37,91	50,46	65,51
	5,687	9,827	15,60	23,29	31,65	45,49	60,55	78,61
	7,582	13,10	20,81	31,06	42,20	60,66	80,74	104,8
	9,478	16,38	26,01	38,82	52,74	75,82	100,9	131,0
	11,37	19,65	31,21	46,59	63,29	90,99	121,1	157,2
	3,525	6,091	9,672	14,44	20,56	28,20	37,53	48,72
	4,406	7,613	12,09	18,05	25,69	35,25	46,91	60,91
	5,287	9,136	14,51	21,66	30,83	42,30	56,30	73,09
	7,049	12,18	19,34	28,87	41,11	56,39	75,06	97,45
	8,812	15,23	24,18	36,09	51,39	70,49	93,83	121,8
	10,57	18,27	29,01	43,31	61,67	84,59	112,6	146,2
	3,262	5,637	8,951	13,35	19,02	26,10	34,74	45,10
	4,078	7,046	11,19	16,70	23,78	32,62	43,42	56,37
	4,893	8,456	13,43	20,04	28,54	39,15	52,10	67,64
	6,524	11,27	17,90	26,72	38,05	52,19	69,47	90,19
	8,155	14,09	22,38	33,40	47,56	65,24	86,84	112,7
	3,010	5,201	8,259	12,33	17,55	24,08	32,05	41,61
	3,762	6,501	10,32	15,41	21,94	30,10	40,06	52,01
	4,515	7,801	12,39	18,49	26,33	36,12	48,07	62,41
	6,020	10,40	16,52	24,66	35,11	48,16	64,10	83,22
	7,525	13,00	20,65	30,82	43,88	60,20	80,12	104,0
	2,792	4,824	7,661	11,43	16,28	22,33	29,73	38,59
	3,490	6,030	9,576	14,29	20,35	27,92	37,16	48,24
	4,188	7,236	11,49	17,15	24,42	33,50	44,59	57,89
	5,583	9,648	15,32	22,87	32,56	44,67	59,45	77,19

# 21. Геометрические показатели несущей

$$C = \frac{8,5}{29^2} \frac{i^2}{\sqrt{(i^2 + 1)^3}}$$

t	$\psi L = \frac{B}{L}$	L в мм								
		40	45	50	56	63	71	80	90	100
		C								
1	0,33	0,0526	0,0749	0,103	0,144	0,206	0,294	0,421	0,599	0,822
1,12	0,33	0,0552	0,0785	0,108	0,151	0,215	0,308	0,441	0,628	0,862
1,25	0,33	0,0567	0,0807	0,111	0,156	0,221	0,317	0,454	0,646	0,886
1,4	0,33	0,0573	0,0816	0,112	0,157	0,224	0,320	0,458	0,653	0,895
1,6	0,33	0,0587	0,0830	0,113	0,158	0,226	0,323	0,461	0,657	0,900
1,8	0,33	0,0592	0,0836	0,114	0,159	0,227	0,324	0,462	0,658	0,902
2	0,33	0,0597	0,0841	0,115	0,160	0,228	0,325	0,463	0,659	0,904
2,24	0,30	0,0477	0,0679	0,0931	0,131	0,186	0,267	0,381	0,543	0,745
2,5	0,30	0,0449	0,0639	0,0877	0,123	0,175	0,251	0,359	0,511	0,701
2,8	0,30	0,0418	0,0596	0,0817	0,115	0,163	0,234	0,335	0,476	0,653
3,15	0,30	0,0385	0,0549	0,0753	0,106	0,151	0,216	0,308	0,439	0,602
3,55	0,30	0,0352	0,0501	0,0688	0,0966	0,138	0,197	0,282	0,401	0,550
4	0,30	0,0320	0,0456	0,0625	0,0878	0,125	0,179	0,256	0,365	0,500
4,5	0,27	0,0277	0,0395	0,0542	0,0761	0,108	0,155	0,222	0,316	0,433
5	0,24	0,0227	0,0323	0,0443	0,0622	0,0886	0,127	0,181	0,258	0,354
5,6	0,21	0,0185	0,0264	0,0362	0,0509	0,0724	0,104	0,148	0,211	0,290
6,3	0,19	0,0154	0,0219	0,0301	0,0423	0,0602	0,0861	0,123	0,175	0,241
7,1	0,17	0,0126	0,0179	0,0246	0,0346	0,0492	0,0704	0,101	0,143	0,197
8	0,15	0,0101	0,0144	0,0198	0,0278	0,0396	0,0567	0,0811	0,115	0,158
9	0,13	0,0080	0,0114	0,0157	0,0220	0,0313	0,0448	0,0642	0,0913	0,125
10	0,12	0,0068	0,0096	0,0132	0,0185	0,0264	0,0378	0,0541	0,0770	0,106

способности конических передач

$$\psi_L^3 \left( \frac{1}{\psi_L} - 0,5 \right)^2 L^3$$

L в мм											
112	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355	400
C											
1,155	1,606	2,256	3,368	4,795	6,577	9,241	12,85	18,05	25,70	36,78	52,62
1,211	1,683	2,365	3,530	5,026	6,894	9,686	13,47	18,92	26,94	38,56	55,15
1,244	1,730	2,431	3,628	5,166	7,086	9,956	13,84	19,44	27,69	39,63	56,69
1,257	1,748	2,456	3,666	5,220	7,160	10,06	13,98	19,65	27,97	40,04	57,28
1,245	1,731	2,432	3,630	5,169	7,090	9,961	13,85	19,46	27,70	39,65	56,72
1,212	1,686	2,368	3,535	5,033	6,904	9,699	13,48	18,94	26,97	38,61	55,23
1,169	1,625	2,283	3,408	4,852	6,656	9,351	13,00	18,26	26,00	37,22	53,25
1,046	1,454	2,043	3,050	4,343	5,957	8,369	11,63	16,35	23,27	33,31	47,66
0,985	1,370	1,925	2,873	4,091	5,611	7,883	10,96	15,40	21,92	31,38	44,89
0,918	1,276	1,793	2,677	3,811	5,228	7,345	10,21	14,34	20,42	29,24	41,82
0,846	1,176	1,652	2,466	3,512	4,817	6,768	9,409	13,22	18,82	26,94	38,54
0,773	1,075	1,510	2,254	3,209	4,403	6,185	8,599	12,08	17,20	24,62	35,22
0,703	0,977	1,372	2,048	2,916	4,001	5,620	7,814	10,98	15,63	22,37	32,00
0,609	0,847	1,190	1,776	2,528	3,468	4,872	6,773	9,516	13,55	19,39	27,74
0,498	0,692	0,972	1,451	2,066	2,834	3,981	5,535	7,776	11,07	15,85	22,67
0,407	0,566	0,795	1,186	1,689	2,317	3,255	4,526	6,358	9,053	12,96	18,54
0,338	0,470	0,660	0,986	1,404	1,925	2,705	3,761	5,284	7,523	10,77	15,40
0,276	0,384	0,540	0,806	1,147	1,574	2,211	3,074	4,319	6,149	8,801	12,59
0,223	0,309	0,435	0,649	0,924	1,267	1,781	2,475	3,478	4,951	7,087	10,14
0,176	0,245	0,344	0,513	0,731	1,002	1,408	1,958	2,751	3,916	5,606	8,019
0,148	0,206	0,290	0,432	0,616	0,845	1,187	1,650	2,318	3,300	4,723	6,757

**22. Геометрические показатели несущей способности цилиндрических передач внутреннего зацепления**

$$C = \frac{10}{29^2} \cdot \frac{i^2}{(i-1)^3} \psi A^3$$

<i>i</i>	$\psi = \frac{B}{A}$	$\varphi = \frac{B}{d_{\text{ш}}}$	<i>A в мм</i>				
			100	125	150	175	200
			<i>C</i>				
2,0	0,5	0,25	23,78	46,45	80,26	127,5	190,3
	0,6	0,3	28,54	55,74	96,31	152,9	228,3
	0,8	0,4	38,05	74,32	128,4	203,9	304,4
	1	0,5	47,56	92,91	160,5	254,9	380,5
2,24	0,4	0,248	12,52	24,45	42,24	67,08	100,1
	0,5	0,31	15,65	30,55	52,81	83,85	125,2
	0,6	0,37	18,78	36,67	63,37	100,6	150,2
	0,8	0,50	25,03	48,89	84,49	134,2	200,3
2,5	0,4	0,3	8,808	17,20	29,73	47,20	70,46
	0,5	0,38	11,01	21,50	37,16	59,01	88,03
	0,6	0,45	13,12	25,80	44,59	70,81	105,7
	0,8	0,6	17,62	34,41	59,45	94,41	140,9
2,8	0,3	0,27	4,795	9,366	16,18	25,70	38,36
	0,4	0,36	6,394	12,49	21,53	34,27	51,15
	0,5	0,45	7,992	15,61	26,97	42,83	63,94
	0,6	0,54	9,591	18,73	32,37	51,40	76,73
3,15	0,25	0,27	2,968	5,797	10,02	15,91	23,74
	0,3	0,32	3,561	6,955	12,02	19,09	28,49
	0,4	0,43	4,749	9,274	16,03	25,45	37,99
	0,5	0,54	5,936	11,59	20,03	31,81	47,49

Продолжение табл. 22

$i$	$\psi = \frac{B}{A}$	$\varphi = \frac{B}{d_{III}}$	$A \text{ в мм}$					
			100	125	150	175	200	225
			$C$					
3,55	0,25	0,32	2,259	4,413	7,625	12,11	18,07	25,74
	0,3	0,38	2,711	5,295	9,150	14,53	21,69	30,88
	0,4	0,51	3,615	7,060	12,20	19,37	28,92	41,18
	0,5	0,64	4,519	8,826	15,25	24,22	36,15	51,47
4,0	0,2	0,3	1,409	2,752	4,756	7,553	11,27	16,05
	0,25	0,38	1,762	3,441	5,945	9,441	14,09	20,07
	0,3	0,45	2,114	4,129	7,134	11,33	16,91	24,08
	0,4	0,6	2,819	5,505	9,513	15,11	22,55	32,10
4,5	0,2	0,35	1,123	2,194	3,791	6,020	8,986	12,79
	0,25	0,44	1,404	2,742	4,738	7,525	11,23	15,99
	0,3	0,53	1,685	3,291	5,686	9,029	13,48	19,19
	0,4	0,7	2,246	4,387	7,582	12,04	17,97	25,59
5,0	0,2	0,4	0,929	1,814	3,135	4,979	7,432	10,58
	0,25	0,5	1,161	2,268	3,919	6,223	9,290	13,23
	0,3	0,6	1,393	2,722	4,703	7,468	11,15	15,87
	0,4	0,8	1,858	3,629	6,270	9,957	14,86	21,16
5,6	0,15	0,35	0,575	1,122	1,939	3,080	4,597	6,545
	0,2	0,46	0,766	1,496	2,586	4,106	6,130	8,727
	0,25	0,58	0,958	1,871	3,232	5,133	7,662	10,91
	0,3	0,69	1,149	2,245	3,879	6,159	9,194	13,09



Продолжение табл. 22

i	$\psi = \frac{B}{A}$	$\varphi = \frac{B}{d_m}$	А в мм						
			100	125	150	175	200	225	250
			С						
6,3	0,15	0,40	0,476	0,929	1,605	2,548	3,804	5,416	7,430
	0,2	0,53	0,634	1,238	2,140	3,398	5,072	7,222	9,906
	0,25	0,66	0,793	1,548	2,675	4,247	6,340	9,027	12,38
	0,3	0,80	0,951	1,857	3,210	5,097	7,680	10,83	14,86
7,1	0,1	0,31	0,264	0,516	0,891	1,415	2,113	3,008	4,126
	0,15	0,46	0,396	0,774	1,337	2,123	3,169	4,512	6,189
	0,2	0,61	0,528	1,032	1,783	2,831	4,225	6,016	8,252
	0,25	0,76	0,660	1,289	2,228	3,538	5,282	7,520	10,32
8,0	0,1	0,35	0,222	0,433	0,749	1,189	1,775	2,527	3,467
	0,15	0,53	0,333	0,650	1,123	1,784	2,662	3,791	5,200
	0,2	0,7	0,444	0,867	1,498	2,378	3,550	5,054	6,933
	0,25	0,88	0,555	1,083	1,872	2,973	4,437	6,318	8,667
9,0	0,1	0,4	0,188	0,367	0,635	1,008	1,505	2,143	2,939
	0,15	0,6	0,282	0,551	0,952	1,512	2,257	3,214	4,403
	0,2	0,8	0,376	0,735	1,270	2,016	3,010	4,235	5,879
10,0	0,1	0,45	0,163	0,319	0,551	8,742	1,305	1,858	2,549
	0,15	0,68	0,245	0,478	0,826	1,311	1,957	2,787	3,823
	0,2	0,9	0,326	0,637	1,101	1,748	2,610	3,716	5,097

Примечание. В таблицу включены передачи, у которых диаметр делительной окружности колеса не превышает 600 мм.

23. Значение показателя  $C_0$  для червячных передач с колесами из бронзы, рассчитываемых на усталостное выкрашивание

$$C_0 = k_c \frac{N_{л.с.}}{n_k \text{ об/мин}}$$

$$\left( \begin{array}{l} \text{исходные формулы: } C_0 = \frac{10^9}{[\sigma_k]^2} \frac{KN}{n_k}; \\ [\sigma_k] = [\sigma_k]_H \sqrt[4]{\frac{10^7}{N_{цэк}}}; \text{ принято } K = 1,4 \end{array} \right)$$

$N_{цэк}$ при $m=8$	Материал колеса и способ отливки; твердость червяка в единицах $HRC$						Относи- тельные значе- ния
	Бр. ОФ10-1, в песок		Бр. ОФ10-1, в кокиль		Бр. ОНФ, цент- робежная		
	< 45	> 45	< 45	> 45	< 45	> 45	
	$[ \sigma_k ]_H$ (при $N_{цэк}=10^7$ ) в $кг/см^2$						
	1300	1600	1900	2250	2100	2500	
$k_c$							
$10^5$	465,9	307,5	218,1	155,5	178,5	126,0	0,562
$1,25 \cdot 10^5$	492,6	325,2	230,6	164,4	188,8	133,2	0,595
$1,6 \cdot 10^5$	523,9	345,9	245,3	174,9	200,8	141,7	0,632
$2,0 \cdot 10^5$	554,0	365,7	259,3	184,9	212,3	149,8	0,669
$2,5 \cdot 10^5$	585,8	386,7	274,2	195,5	224,5	158,4	0,707
$3,15 \cdot 10^5$	620,6	409,7	290,5	207,2	237,8	167,8	0,749
$4,0 \cdot 10^5$	658,8	434,9	308,4	219,9	252,5	178,1	0,795
$5,0 \cdot 10^5$	696,6	459,9	326,1	232,5	267,0	188,4	0,841
$6,3 \cdot 10^5$	738,0	487,2	345,5	246,4	282,8	199,6	0,891
$8,0 \cdot 10^5$	783,5	517,2	366,8	261,5	300,2	211,8	0,946
$10^6$	828,4	546,9	387,8	276,5	317,5	224,0	1,000
$1,25 \cdot 10^6$	876,0	578,3	410,1	292,4	335,7	236,9	1,057
$1,6 \cdot 10^6$	931,7	615,1	436,2	311,0	357,0	251,9	1,125
$2,0 \cdot 10^6$	985,1	650,3	461,2	328,9	377,5	266,4	1,189
$2,5 \cdot 10^6$	1042	687,7	487,6	347,7	399,2	281,7	1,257
$3,15 \cdot 10^6$	1104	728,6	516,7	368,4	422,9	298,4	1,332
$4,0 \cdot 10^6$	1172	773,4	548,4	391,1	449,0	316,8	1,414
$5,0 \cdot 10^6$	1239	817,8	579,9	413,5	474,7	335,0	1,495
$6,3 \cdot 10^6$	1312	866,4	614,4	438,1	503,0	354,9	1,584
$8,0 \cdot 10^6$	1393	919,7	652,2	465,1	533,9	376,7	1,682
$10^7$	1473	972,5	689,6	491,8	564,5	398,3	1,778
$1,25 \cdot 10^7$	1558	1028	729,2	520,0	596,9	421,2	1,880
$1,6 \cdot 10^7$	1657	1094	775,6	553,1	634,9	448,0	2,000
$2,0 \cdot 10^7$	1752	1157	820,1	584,8	671,3	473,7	2,115
$2,5 \cdot 10^7$	1852	1223	867,2	618,4	709,9	500,9	2,236
Относи- тельные значения	1,31	1	0,71	0,51	0,58	0,41	

П р и м е ч а н и я: 1. Эквивалентное число циклов напряжения берется по табл. 16 при  $m=8$  или подсчитывается по формуле (19). Если получится  $N_{цэк} > 2,5 \cdot 10^8$ , то принимается  $N_{цэк} = 2,5 \cdot 10^8$ .

2. Если имеются основания принимать другое значение  $K$ , то табличные значения  $k_c$  умножаются на  $\frac{K}{1,4}$ .

# 24. Геометрические показатели несущей способности червячных

$$C = \frac{40}{29^2} \cdot \frac{\left(\frac{z_K}{q}\right)^2}{\left(\frac{z_K}{q} + 1\right)^3} A^3$$

m в мм	q	A					
		80		100		120	
		z <sub>K</sub>	C	z <sub>K</sub>	C	z <sub>K</sub>	C
(2)	13	67	2,776	87	4,680	107	7,079
(2,5)	12	52	3,014	68	5,155	84	7,866
3	12	41*	3,328	55*	5,665	68	8,907
(3,5)	12	34*	3,452	45*	6,268	57*	9,583
4	11	29	3,520	39	6,366	49	10,05
(4,5)	11	—	—	33*	6,752	42*	10,83
5	10	—	—	30	6,688	38	10,73
5	(12)	—	—	28	6,992	36	11,59
6	9	—	—	—	—	31	11,11
6	(11)	—	—	—	—	29	11,88
(7)	9	—	—	—	—	—	—
(7)	(11)	—	—	—	—	—	—
8	8	—	—	—	—	—	—
8	(11)	—	—	—	—	—	—
(9)	8	—	—	—	—	—	—
(9)	(11)	—	—	—	—	—	—
10	8	—	—	—	—	—	—
10	(11)	—	—	—	—	—	—
12	8	—	—	—	—	—	—
12	(11)	—	—	—	—	—	—
(14)	9	—	—	—	—	—	—
16	9	—	—	—	—	—	—
(18)	8	—	—	—	—	—	—
20	8	—	—	—	—	—	—
(24)	8	—	—	—	—	—	—
(30)	8	—	—	—	—	—	—

передач без корригирования или с минимальным корригированием

в мм								
150		180		210		240		
$z_K$	$C$	$z_K$	$C$	$z_K$	$C$	$z_K$	$C$	
—	—	—	—	—	—	—	—	
108	13,00	—	—	—	—	—	—	
88	14,92	108	22,47	—	—	—	—	
74*	16,35	91*	25,03	108	35,68	—	—	
64	17,14	79	26,12	94	36,98	109	49,73	
56*	18,12	69	28,37	82*	41,29	96*	53,26	
50	18,58	62	28,57	74	40,70	86	54,96	
48	20,52	60	32,10	72	46,23	84	62,93	
41	19,43	51	30,06	61	43,01	71	58,26	
39	21,49	49	33,92	59	49,17	69	67,25	
34*	20,88	42*	33,92	51	47,74	60*	62,93	
32*	22,67	40*	37,29	49	53,86	58*	72,52	
29*	21,76	37	33,34	41*	50,09	52	65,85	
—	—	34	38,71	41*	58,84	49	80,39	
—	—	32	35,51	39*	50,54	45*	73,14	
—	—	29	40,10	36*	59,91	42*	86,65	
—	—	28	37,29	34	54,98	40	76,10	
—	—	—	—	31	62,85	37	89,53	
—	—	—	—	—	—	32	84,16	
—	—	—	—	—	—	29	69,12	
—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	

$m$ в мм	$q$	A					
		270		300		360	
		$z_k$	C	$z_k$	C	$z_k$	C
(2)	13	—	—	—	—	—	—
(2,5)	12	—	—	—	—	—	—
3	12	—	—	—	—	—	—
(3,5)	12	—	—	—	—	—	—
4	11	—	—	—	—	—	—
(4,5)	11	109	70,80	—	—	—	—
5	10	98	71,37	110	89,92	—	—
5	(12)	96	82,19	108	104,0	—	—
6	9	81	75,83	91	95,71	111	142,4
6	(11)	79	88,16	89	111,9	109	167,8
(7)	9	68*	86,21	77*	105,4	94*	159,6
(7)	(11)	66*	98,98	75*	122,9	92*	187,4
8	8	59*	90,07	67	109,3	82	163,7
8	(11)	56*	109,8	64	137,2	79	209,0
(9)	8	52	93,76	59*	115,7	72	179,7
(9)	(11)	49	114,5	56*	145,0	69	227,0
10	8	46	100,6	52	128,6	64	194,8
10	(11)	43	120,9	49	157,0	61	243,3
12	8	37	112,5	42	145,0	52	222,2
12	(11)	34	130,6	39	171,9	49	271,3
(14)	9	30*	125,8	34*	167,0	42*	271,3
16	9	—	—	28*	181,4	36	284,0
(18)	8	—	—	—	—	32	284,0
20	8	—	—	—	—	28	298,3
(24)	8	—	—	—	—	—	—
(30)	8	—	—	—	—	—	—

Примечания: 1. Основные параметры червячных передач осуществляемых без корригирования или с минимальным корриги при  $z_q = 1 \div 4$ .

2. Значения  $m$  и  $q$ , заключенные в скобки, по возможности не

Продолжение табл. 24.

В мм							
420		480		540		600	
$z_K$	$C$	$z_K$	$C$	$z_K$	$C$	$z_K$	$C$
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—
111	226,1	—	—	—	—	—	—
109	266,5	—	—	—	—	—	—
97	229,1	112	305,5	—	—	—	—
94	295,9	109	397,8	—	—	—	—
85*	261,0	99*	325,7	112	434,9	—	—
82*	330,3	96*	426,1	109	566,4	—	—
76	274,7	88	368,3	100	475,6	112	596,6
73	348,5	85	472,5	97	615,3	109	777,0
62	315,9	72	426,1	82	552,6	92	695,6
59	393,4	69	538,0	79	705,3	89	895,1
51	381,9	59*	543,5	68*	689,7	77*	842,9
43*	427,8	51	570,1	58*	778,2	66	954,7
39*	404,3	45*	585,1	52	750,0	59	925,3
34	439,9	40	608,8	46	805,1	52	1029
—	—	32	673,3	37	900,1	42	1160
—	—	—	—	28	1007	32	1315

( $A$ ,  $m$ ,  $q$ ,  $z_K$ ) взяты по ГОСТ 2144-43 для «основных» чисел зубьев, рованнем (отмечены звездочкой) для получения целого числа  $z_K$

применять.

## ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

**Пример 1.** Рассчитать по длительному пределу выносливости цилиндрическую передачу одноступенчатого редуктора с косозубыми колесами.

Задано:  $N=20$  кВт=27,2 л. с.;  $n_1=980$  об/мин,  $i=4,5$ ;  $n_2=218$  об/мин;  $\varphi \leq 1,5$ ; материал колеса сталь 45 в нормализованном состоянии,  $H_K=167-194$  HB.

Решение: 1. По табл. 18 при  $N_{цзк}=N_0=10^7$  и  $H_K=170$  находим  $k_c=45,50$  и подсчитываем

$$C_0 = k_c \frac{N}{n_K} = 45,50 \frac{27,2}{218} = 5,67.$$

2. По табл. 20 при  $i=4,5$ ;  $\varphi \leq 1,5$  и  $C \geq 5,67$  находим параметры пригодных передач:

$$a) A = 250 \text{ мм}; \psi = 0,25; \varphi = 0,688; C = 5,653;$$

$$б) A = 200 \text{ мм}; \psi = 0,5; \varphi = 1,375; C = 5,789.$$

Оба варианта передачи с основными параметрами по ГОСТ 2185-55 получились без излишнего запаса выносливости.

Принимается вариант «б», который вследствие лучшего соотношения габаритных размеров передачи дает более компактный редуктор. Проверочный расчет производить не требуется, так как уточнение коэффициента нагрузки при  $\varphi \approx 1,4$ ;  $v < 4$  м/сек без учета приработки дает принятое при составлении табл. 20 значение  $K=1,2$ .

**Пример 2.** Рассчитать по длительному пределу выносливости косозубую передачу одноступенчатого редуктора с параметрами по ГОСТ 2185-55.

Задано:  $N=4,5$  кВт=6,1 л. с.;  $n_2=185$  об/мин. Допускается применение электродвигателей типа АО51-4 с  $n_1=1440$  об/мин; типа АО52-6 с  $n_1=950$  об/мин; АО62-8 с  $n_1=735$  об/мин. Редуктор работает постоянно с полной мощностью — коэффициент нагрузки принят  $K=1,05$ .

Решение: 1. Определяем передаточное число редуктора при разных электродвигателях

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1440}{185} = 7,8 \approx 8;$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{950}{185} = 5,13 \approx 5;$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{735}{185} = 3,97 \approx 4.$$

2. Выбираем для колеса сталь марки 35СГ, улучшенную до твердости 230—257 HB[9].

По табл. 18 для расчетной твердости 230 HB;  $N_{цзк}=N_0=3,15 \cdot 10^7$  (длительный предел выносливости) с учетом примечания 2 находим

$$C_0 = k_c \frac{K}{1,2} \cdot \frac{N}{n_K} = 36,44 \frac{1,05}{1,2} \cdot \frac{6,1}{185} = 1,05.$$

3. По табл. 20 подбираем возможные варианты геометрических параметров передач с  $C \geq C_0$ , приняв ограничение  $\varphi \leq 1,6$ :

а) при  $i = 8$ :

$$A = 150 \text{ мм}; \quad \psi = 0,3; \quad \varphi = 1,35; \quad C = 1,057;$$

$$A = 175 \text{ мм}; \quad \psi = 0,2; \quad \varphi = 0,9; \quad C = 1,119.$$

б) при  $i = 5$ :

$$A = 125 \text{ мм}; \quad \psi = 0,4; \quad \varphi = 1,2; \quad C = 1,075;$$

$$A = 150 \text{ мм}; \quad \psi = 0,25; \quad \varphi = 0,75; \quad C = 1,161;$$

в) при  $i = 4$ :

$$A = 125 \text{ мм}; \quad \psi = 0,4; \quad \varphi = 1,0; \quad C = 1,189;$$

$$A = 150 \text{ мм}; \quad \psi = 0,25; \quad \varphi = 0,625; \quad C = 1,284.$$

4. На основании конструктивных набросков вариантов привода и экономической их оценки останавливаемся на наиболее подходящем. При этом, кроме габаритных размеров редукторов, необходимо учесть, что вес электродвигателя в несколько раз превышает вес редуктора. В то же время веса электродвигателей указанных типов составляют соответственно 80, 100 и 165 кг, а относительные их цены характеризуются коэффициентами 1,0; 1,3 и 1,8.

5. Представляется целесообразным использовать электродвигатель типа АО52-6 и редуктор с  $i=5$  и  $A=125$  мм.

Проверочный расчет передачи этого редуктора ввиду хорошего совпадения  $C$  и  $C_0$  не обязателен.

**Пример 3.** Рассчитать тихоходную косозубую передачу двухступенчатого редуктора с параметрами по ГОСТ 2185-55.

Задано:  $N=10$  л. с.;  $n_1=960$  об/мин;  $n_2=24$  об/мин; работа односменная, график двухрежимный с  $\frac{M_i}{M_{\max}}=0,5$  и  $\frac{T_i}{T}=0,6$ , срок службы — 3 года.

Решение. 1. Определяем передаточное число редуктора

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{960}{24} = 40;$$

для двухступенчатого трехосного редуктора по рекомендациям ГОСТ:  $i_B=7,1$ ;  $i_T=5,6$ .

2. Определяем эквивалентное число циклов напряжения для колеса тихоходной ступени. Время работы  $T$  за 3 года по 300 рабочих дней при 7 ч работы в день

$$T = 3 \cdot 300 \cdot 7 = 6300 \text{ ч.}$$

По табл. 16 при коэффициенте  $m=6$ ;  $\frac{M_i}{M_{\max}}=0,5$  и  $\frac{T_i}{T}=0,6$  находим  $k_N=0,475$ , тогда

$$N_{цзк} = k_N 60 n_k T = 0,475 \cdot 60 \cdot 24 \cdot 6300 = 4,3 \cdot 10^6.$$



3. Определяем  $C_0$  по табл. 18. Предварительно выбрав улучшенную до  $H_K = 207 + 236HB$  сталь 45 [9], находим при  $H_K = 210$  и  $N_{цэк} = 4 \cdot 10^6$  значение  $k_c = 21,97$

$$C_0 = k_c \frac{N}{n_K} = 22 \frac{10}{24} = 9,17.$$

4. По табл. 20 при  $i_T = 5,6$  находим возможные варианты передач с  $C > C_0 = 9,17$

$$A_T = 250 \text{ мм}; \quad \psi_T = 0,5; \quad \varphi_T = 1,65; \quad C = 10,13;$$

$$A_T = 300 \text{ мм}; \quad \psi_T = 0,3; \quad \varphi_T = 0,99; \quad C = 10,51;$$

$$A_T = 350 \text{ мм}; \quad \psi_T = 0,2; \quad \varphi_T = 0,66; \quad C = 11,12.$$

5. Останавливаемся на варианте  $A_T = 250 \text{ мм}; \psi_T = 0,4; \varphi_T = 1,32; C = 8,106$  (по табл. 21) и корректируем твердость зубьев колеса

$$k_c < C \frac{n_K}{N} = 8,106 \frac{24}{10} = 19,4$$

$H_K \geq 225HB$  (по табл. 18 с грубым интерполированием).

6. Из условия равнопрочности зубьев колеса и шестерни [см. формулу (24)] определяем твердость зубьев улучшенной шестерни

$$H_{ш} > \frac{k_K}{k_{ш}} H_K \sqrt[3]{i} = \frac{26}{26} 225 \sqrt[3]{5,6} = 300HB$$

7. Производим проверочный расчет передачи обычным способом с уточнением коэффициента нагрузки  $K = K_{ки} K_{\partial}$ .

**Пример 4.** Подобрать параметры и рассчитать передачу соосного двухступенчатого редуктора с быстроходной косозубой передачей внешнего зацепления и тихоходной прямозубой передачей внутреннего зацепления.

Задано:  $N = 7 \text{ кВт} = 9,5 \text{ л. с.}; n_1 = 960 \text{ об/мин}; i = 20$ ; срок службы редуктора  $T = 2000 \text{ ч}$  при полной нагрузке.

Решение. 1. Определяем число оборотов в минуту выходного вала редуктора и число циклов напряжения колеса тихоходной передачи

$$n_2 = n_{KT} = \frac{n_1}{i} = \frac{960}{20} = 48 \text{ об/мин};$$

$$N_{цэк. T} = 60 T n_2 = 60 \cdot 2000 \cdot 48 = 5,76 \cdot 10^6 \approx 6,3 \cdot 10^6.$$

2. Принимаем для колеса тихоходной передачи сталь 35СГ в нормализованном состоянии, твердость ее 200—230HB.

По табл. 17 для  $H_K = 200HB$  и  $N_{цэк. T} = 6,3 \cdot 10^6$  находим  $k_c = 44,38$  и подсчитываем  $C_0$

$$C_0 = k_c \frac{N}{n_{KT}} = 44,38 \frac{9,5}{48} = 8,80.$$

3. Принимаем различные варианты разбивок передаточного числа между ступенями: а)  $i_B = i_T = 4,5$ ; б)  $i_B = 5$  и  $i_T = 4$ ; в)  $i_B = 5,6$  и  $i_T = 3,55$ ; г)  $i_B = 6,3$  и  $i_T = 3,15$ .

По табл. 22 определяем параметры передач с внутренним зацеплением при различных  $i_T$  и  $C_T \geq C_0 = 8,80$ :

а) при  $i_T = 4,5$ :

$$A = 175 \text{ мм}; \quad \psi_T = 0,3; \quad \varphi_T = 0,53; \quad C_T = 9,029;$$

б) при  $i_T = 4,0$ :

$$A = 150 \text{ мм}; \quad \psi_T = 0,4; \quad \varphi_T = 0,60; \quad C_T = 9,513;$$

$$A = 175 \text{ мм}; \quad \psi_T = 0,25; \quad \varphi_T = 0,38; \quad C_T = 9,441;$$

в) при  $i_T = 3,55$ :

$$A = 125 \text{ мм}; \quad \psi_T = 0,5; \quad \varphi_T = 0,64; \quad C_T = 8,826;$$

$$A = 150 \text{ мм}; \quad \psi_T = 0,3; \quad \varphi_T = 0,38; \quad C_T = 9,15;$$

г) при  $i_T = 3,15$ :

$$A = 125 \text{ мм}; \quad \psi_T = 0,4; \quad \varphi_T = 0,43; \quad C_T = 9,274.$$

4. Подсчитываем для каждого из вариантов разбивки передаточного числа значения  $n_{KB}$  и  $N_{цзк. Б}$

$$\text{а) } n_{KB} = \frac{n_1}{i_B} = \frac{960}{4,5} = 214 \text{ об/мин},$$

$$N_{цзк. Б} = 60Tn_{KB} = 60 \cdot 2000 \cdot 214 = 2,56 \cdot 10^7;$$

$$\text{б) } n_{KB} = \frac{960}{5,0} = 192 \text{ об/мин},$$

$$N_{цзк. Б} = 60 \cdot 2000 \cdot 192 = 2,30 \cdot 10^7;$$

$$\text{в) } n_{KB} = \frac{960}{5,6} = 171 \text{ об/мин},$$

$$N_{цзк. Б} = 60 \cdot 2000 \cdot 171 = 2,06 \cdot 10^7;$$

$$\text{г) } n_{KB} = \frac{960}{6,3} = 152 \text{ об/мин},$$

$$N_{цзк. Б} = 60 \cdot 2000 \cdot 152 = 1,82 \cdot 10^7.$$

Если принять тот же материал для колеса быстроходной передачи, что и для колеса тихоходной, то во всех случаях  $N_{цзк. Б} > N_0 = 10^7$ .

5. По табл. 18 для твердости  $200HB$  и  $N_{цэк. Б} = N_0 = 10^7$  получаем  $k_c = 32,87$  и  $C_0$  для рассматриваемых случаев:

$$а) C_0 = k_c \frac{N}{n_{кБ}} = 32,87 \frac{9,5}{214} = 1,46;$$

$$б) C_0 = 32,87 \frac{9,5}{192} = 1,62;$$

$$в) C_0 = 32,87 \frac{9,5}{171} = 1,83;$$

$$г) C_0 = 32,87 \frac{9,5}{152} = 2,05.$$

6. По табл. 20 для рассматриваемых вариантов определяем  $\psi_B$  и  $\varphi_B$  при ранее полученных  $A$  (см. п. 3), принятых  $i_B$  и условии  $C_B \geq C_0$ :

а) при  $i_B = 4,5$  и  $A = 175$  мм получаем

$$\psi_B = 0,2; \quad \varphi_B = 0,55; \quad C_B = 1,551 > 1,46;$$

б) при  $i_B = 5,0$  и  $A = 150$  мм получаем

$$\psi_B = 0,4; \quad \varphi_B = 1,2; \quad C_B = 1,858 > 1,62;$$

при  $i_B = 5,0$  и  $A = 175$  мм получаем

$$\psi_B = 0,25; \quad \varphi_B = 0,75; \quad C_B = 1,844 > 1,62;$$

в) при  $i_B = 5,6$  и  $A = 125$  мм передача по прочности не проходит;

при  $i_B = 5,6$  и  $A = 150$  мм получаем

$$\psi_B = 0,4; \quad \varphi_B = 1,32; \quad C_B = 2,189 > 1,82;$$

г) при  $i_B = 6,3$  и  $A = 125$  мм передача по прочности не проходит.

7. Сопоставляя параметры передач шести рассчитанных вариантов, останавливаемся на комплексе

$$A = 150 \text{ мм}; \quad i_B = 5,0; \quad \psi_B = 0,4; \quad \varphi_B = 1,2;$$

$$i_T = 4,0; \quad \psi_T = 0,4; \quad \varphi_T = 0,6.$$

8. Поскольку у выбранных передач  $C_B$  и  $C_T$  существенно превышают соответствующие значения  $C_0$ , корректируем коэффициенты ширины колес:

$$\psi'_E = \psi_B \frac{C_0}{C_B} = 0,4 \frac{1,62}{1,858} = 0,35;$$

$$\varphi'_B = \varphi_B \frac{C_0}{C_B} = 1,2 \frac{1,62}{1,858} = 1,05;$$

$$\psi'_T = \psi_T \frac{C_0}{C_T} = 0,4 \frac{8,80}{9,513} = 0,37;$$

$$\varphi'_T = \varphi_T \frac{C_0}{C_T} = 0,6 \frac{8,80}{9,513} = 0,55.$$

9. Производим проверочный расчет передач по уточненным значениям коэффициента нагрузки  $K=K_{\kappa\kappa}K_{\partial}$ .

## ЛИТЕРАТУРА

1. Андожский В. Д. Расчет зубчатых передач. М.—Л., Машгиз, 1955.
2. Кистьян Я. Г. Методика расчета зубчатых передач на прочность. М., Машгиз, 1963.
3. Кудрявцев В. Н. Зубчатые передачи. М.—Л., Машгиз, 1957.
4. Кудрявцев В. Н. Зубчатые и червячные передачи. Справочник металлиста, Т. 2. М., Машгиз, 1958.
5. Кудрявцев В. Н. Упрощенные расчеты зубчатых передач. М.—Л., Машгиз, 1960.
6. Петрусеви́ч А. И. Зубчатые передачи. Сб. Детали машин под ред. Н. С. Ачеркана, кн. 1. М., Машгиз, 1953.
7. Решетов Д. Н. Детали машин. М., Машгиз, 1961.
8. Решетов Д. Н., Каминская В. В., Левина З. М. и Котляренко Л. Б. Расчеты при модернизации станков. М., Машгиз, 1956.
9. Часовников Л. Д. Передачи зацеплением. М., Машгиз, 1961.

# ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Введение . . . . .	3
<b>Глава I. Основные расчетные зависимости. Несущая способность передач</b> . . . . .	7
Цилиндрические передачи . . . . .	7
Конические передачи . . . . .	10
Червячные передачи . . . . .	12
Определение показателя $C_0$ . . . . .	13
Равнопрочность шестерни и колеса в одной передаче . . . . .	16
Равнопрочность передач в двухступенчатом редукторе . . . . .	18
<b>Глава II. Влияние различных параметров на размеры одной передачи (одноступенчатые редукторы)</b> . . . . .	22
Влияние параметров на межосевое расстояние передачи . . . . .	22
Влияние геометрических параметров на габаритные размеры передачи . . . . .	28
<b>Глава III. Влияние различных параметров на размеры комплекта из двух передач по развернутой схеме (двухступенчатые трехосные редукторы)</b> . . . . .	34
Критерии для оценки размеров комплекта передач . . . . .	34
Получение наименьшего межосевого расстояния для обеих передач . . . . .	38
Получение наименьших габаритных размеров комплекта из двух передач . . . . .	51
<b>Глава IV. Влияние различных параметров на размеры комплекта из двух передач по соосной схеме (двухступенчатые двухосные редукторы)</b> . . . . .	74
Критерии для оценки размеров комплекта передач . . . . .	74
Получение наименьших габаритных размеров комплекта из двух передач . . . . .	77
<b>Глава V. Влияние различных параметров на размеры комплекта из трех передач по развернутой схеме (трехступенчатые редукторы)</b> . . . . .	93
Критерии для оценки размеров комплекта передач . . . . .	93
Получение наименьших габаритных размеров комплекта из трех передач . . . . .	98
<b>Глава VI. Влияние различных параметров на размеры червячной передачи</b> . . . . .	111
Критерии для оценки размеров червячной передачи . . . . .	111
Межосевое расстояние червячной передачи . . . . .	112
Габаритные размеры передачи . . . . .	121
Другие характеристики передачи . . . . .	127
<b>Глава VII. Табличный метод расчета передач</b> . . . . .	136
Последовательность расчета . . . . .	136
Расчетные таблицы . . . . .	138
Примеры расчета . . . . .	166
<b>Л и т е р а т у р а</b> . . . . .	171

Техн. редактор А. Я. Тиханов и Н. Ф. Дёмкина      Корректор Г. И. Суров  
Обложка художника Л. С. Вендрова

Сдано в производство 30/VIII 1963 г.	Подписано к печати 3/III 1964 г.
Т-02382    Тираж 23 000 экз.    Печ. л. 9,02	Бум. л. 2,75    Уч.-изд. л. 7,2
Цена 36 коп.    Темплан 1963 г. № 107.	Формат 84×108/32    Зак 514

Московская типография № 6 «Главполиграфпрома»  
Государственного комитета Совета Министров СССР по печати  
Москва, Ж-88, 1-й Южно-портовый пр., 17.

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Страница	Строка	Напечатано	Должно быть
39	12-я снизу	$\varphi_B = \psi_T$	$\psi_B = \psi_T$
44	Формула (52)	$= \left[ \frac{3i - i_T}{2i_T - 2} \right]$	$= \left[ \frac{3i - i_T}{2i_T - 2} \right]^3$
47	12-я сверху	57%	5,7%
59	Формула (70) (под корнем)	$\alpha_1$	$\frac{1}{\alpha_1}$
67	1-я сверху	$\psi = 1,1$	$\varphi_T = 1,1$
87	Подпись под фиг. 26, 2-я снизу	$\varphi_{\min} = 1$	$\varphi_{\max} = 1$
100	Формула (117) (под корнем)	$(i_T + 1) \frac{i_T}{i_{II}}$	$(i_T + 1) + \frac{i_T}{i_{II}}$
100	13-я снизу	(114) и (108)	(114) в (108)
106	3-я снизу	по табл. 21,	по табл. 20,
134	3 и 4-я графы, 3-я снизу	$(4 \div 34) \mid (1,5 \div 13)$	$-(4 \div 34) \mid -(1,5 \div 13)$
168	11-я сверху	(по табл. 21)	(по табл. 20)
170	6-я снизу	$\psi_B = 0,4; \varphi_B = 1,32$	$\psi_B = 0,5; \varphi_B = 1,65$

36 коп.

ИЗДАТЕЛЬСТВО  
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»