

ЭНИМС

621.9

P 47

Д. Н. РЕШЕТОВ

**РАСЧЕТ
ДЕТАЛЕЙ
СТАНКОВ**

**МАШГИЗ
1945**

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть	По чьей вине
51 63	фиг. 18 фиг. 22	Номера фигур 18 и 22 и подрисовочные подписи к ним должны быть обменены местами		ав.
63	2 св.	при котором передается полная мощность	имеющее место в станке	ав.
108	Табл. 36	1,356 г	1,376 г	ав.
116	13 и 15 св.	ω ₃ и ω должны быть обменены местами		ав.

54
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ИНСТИТУТ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

Д. Н. РЕШЕТОВ

62

14391

Проверена 19.07.45

РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ СТАНКОВ

Под редакцией
члена-корреспондента Академии наук СССР
В. И. ДИКУШИНА

6789 97,07

Проверено 1954 г.

ГОМЕЛЬСКИЙ
РЕСПУБЛИКАНСКИЙ
НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ЦЕНТР МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ
И. И. ДИКУШИНА

РЕПУБЛИКАНСКИЙ
НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ЦЕНТР МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ
И. И. ДИКУШИНА
БССР

ГОМЕЛЬСКИЙ
РЕСПУБЛИКАНСКИЙ
НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ЦЕНТР МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ

НКТИМ — СССР
ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ
МОСКВА 1945

В книге освещены расчеты деталей металлорежущих станков на базе современных знаний в области прочности, износа, колебаний и на основе практики станкостроения.

Для многих деталей приведены расчеты на долговременность.

Значительное внимание в книге уделено вопросам жесткости конструкций для удовлетворения требований высокой точности станков.

Книга предназначена для инженеров-конструкторов, работающих в области станкостроения.

1. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ДЕТАЛЕЙ СТАНКОВ

Важнейшими критериями работоспособности деталей станков являются:

1) прочность при однократном приложении нагрузки (общий критерий, являющийся лимитирующим для ряда деталей зажимных устройств, винтов и т. д.);

2) прочность при длительном действии переменных нагрузок (зубья зубчатых колес, подшипники качения, валы, пружины и т. д.);

3) механический износ (подшипники, направляющие, зубья в червячных, зубчатых и цепных передачах, фрикционные муфты и т. д.);

4) нагрев и—как следствие—тепловые деформации и заедания (подшипники, червячные передачи и т. д.);

5) жесткость (станины, стойки, каретки, супорты, валы и т. д.);

6) колебания (упругая система: станок—изделие—инструмент, в частности шпиндели, траверсы, супорты, резцы, механизмы привода главного движения и подачи, фундаменты и т. д.).

Расчеты деталей по большинству указанных выше критериев можно разделить на расчеты, при которых рассматривается работа всего объема материала и расчеты поверхностных слоев.

1. Статическая прочность

Допускаемое напряжение для сырых и улучшенных сталей при достаточно надежных расчетах можно выбирать с коэффициентом безопасности по отношению к соответственному пределу текучести 1,1—1,4 (большие значения—для высоких отношений предела текучести к временному сопротивлению, а меньшие значения—для низких отношений).

Если указанные условия не соблюдаются, а также при возможности внутренних напряжений, неоднородности материала, а для закаленных сталей—при наличии резких изменений сечений, коэффициент безопасности соответственно повышается.

Для незакаленных сталей концентрация напряжений обычно не понижает прочности, так как вследствие местных течений материала происходит выравнивание эпюры напряжений. Для резьбы, кольцевых выточек и т. д. обычно даже наблюдается некоторое упрочнение.

Предел текучести σ_s при растяжении как важнейшая характеристика материалов приводится в справочниках, стандартах

и технических условиях; для незакаленных сталей $\sigma_s \approx 0,55 \sigma_b$, где σ_b — временное сопротивление; для закаленных — в среднем $(0,75 \div 0,85) \sigma_b$ (большие значения соответствуют относительно высоким твердостям сталей после закалки, меньшие — низким).

Пределы текучести при изгибе, кручении и других напряженных состояниях с неравномерным распределением напряжений по сечению зависят от формы поперечного сечения, что, как известно, происходит благодаря влиянию волокон соседних с наиболее нагруженными волокнами, которые как бы тормозят образование остаточных деформаций (так называемое явление поддержки), и т. п.

При изгибе предел текучести изменяется от σ_s для тонкостенных профилей до $(1,25 \div 1,3) \sigma_s$ — для прямоугольных сечений и до $(1,3 \div 1,4) \sigma_s$ — для круглых сечений. При кручении предел текучести изменяется от теоретического значения $0,58 \sigma_s$ для тонкостенных кольцевых сечений до $0,65 \sigma_s$ — для круглых сечений.

Допускаемое напряжение на изгиб для чугуна (при условии достаточно надежных расчетов) выбирается с коэффициентом безопасности по отношению к временному сопротивлению изгиба 3—4 (нижние значения — для круглых сечений, верхние — для прямоугольных и для сечений, в которых площадь максимально отнесена от нейтральной оси). Для обработанных механически деталей допустимо повышение напряжения до 20%.

В соответствии с соотношением временных сопротивлений допускаемые напряжения выбираются независимо от формы поперечного сечения при растяжении 0,45—0,6, а при сжатии 1,8—1,9 от допускаемого напряжения на изгиб для круглых сечений (верхние значения — для прочных чугунов).

При кручении допускаемое напряжение выбирается по Баху для тонких кольцевых сечений 0,4—0,45, для круглых 0,5—0,6, для прямоугольных 0,7—0,8 от допускаемого напряжения на изгиб для круглых сечений [1].

Вследствие неоднородности чугуна, имеющего большие внутренние концентрации напряжений, коэффициент концентрации напряжений, определяемый формой, для чугунных деталей обычно не вводится или вводится сильно уменьшенным.

Для ответственных специальных случаев расчета при статической, а также при переменной нагрузке целесообразно пользоваться методом частных коэффициентов запаса прочности по И. А. Одингу [2, см. также 1].

При сложном напряженном состоянии для хрупких материалов, в частности, для чугуна, следует применять теорию прочности Мора, а для вязких материалов, разрушающихся, как правило, от сдвига, в частности, для сталей — третью теорию (наибольших касательных напряжений) или теорию энергии формоизменения.

Так как в машиностроении широко применялся и до сих пор применяется условный расчет на статическую прочность с пониженными допускаемыми напряжениями вместо расчетов на долговечность, жесткость и т. д., то в практике привыкли

к напряжениям более низким, чем те, которые допускаются, когда лимитирующим фактором является статическая прочность.

Расчет на статическую прочность контактирующих тел, как известно, производится по формулам Герца¹. Допускаемое удельное давление на площадке касания для вязких материалов из условий отсутствия течения материала можно принимать $\sigma_{доп} = 2\sigma_{нч}$, где $\sigma_{нч}$ — предел текучести материала (внутри тела не являются опасными и заметными, то эти значения могут превышать). В случаях, когда имеет место хотя бы незначительное перекачивание и, следовательно, нет оснований опасаться влияния времени на образование остаточных деформаций, предельное удельное давление может быть выбрано из условий отсутствия течений на площадке касания и принято равным $\sigma_{доп} = 3\sigma_{нч}$. Для круговой площадки касания даже в случае несоблюдения вышеперечисленных условий может быть принято $\sigma_{доп} = 2\sigma_{нч}$. Например, при зажиме в патронах деталей из мягких сталей, что является отличительной особенностью мягкого материала, может быть принята по числу твердости Бринелля, $\sigma_{нч} = 0,1 \text{ — } 0,15 \text{ кг/мм}^2$.

Расчет на усталость внешне отличается от статического расчета на прочность, он имеет вид $\sigma_{нч} = \sigma_{нч} \cdot K_{нч}$, где $\sigma_{нч}$ — предел выносливости материала, $K_{нч}$ — коэффициент концентрации напряжений, не только для вязких материалов, но и для вязких материалов, $\sigma_{нч}$ — предел выносливости материала.

Расчет на усталость внешне отличается от статического расчета на прочность, он имеет вид $\sigma_{нч} = \sigma_{нч} \cdot K_{нч}$, где $\sigma_{нч}$ — предел выносливости материала, $K_{нч}$ — коэффициент концентрации напряжений, не только для вязких материалов, но и для вязких материалов, $\sigma_{нч}$ — предел выносливости материала. Основная динамическая характеристика материала — предел усталости σ_{-1} — при изгибе с симметричным циклом может быть взята из справочных литературных сведений о прочностных свойствах (см. таблицу приложения 2, стр. 130) для сталей с пределом для стали 0,45 $\sigma_{нч}$ (от 0,4 $\sigma_{нч}$ для закаленных высокопрочных сталей до 0,5 $\sigma_{нч}$ для мягких сталей), а для чугуна 0,2 $\sigma_{нч}$ (колебания в пределах 0,05 — 0,5 $\sigma_{нч}$). Эти цифры относятся к малым образцам: для стальных валов диаметром порядка 50 мм предел усталости снижается на 15 — 30%, а для валов диаметром порядка 100 мм — на 20 — 40%. Влияние частоты нагружения следует учитывать при расчете деталей из твердых сталей и чугуна относительно предельно допустимых напряжений (подробнее см. в приложении 4). Отсюда следует, что для сталей и чугуна по числу циклов N предел усталости существенно повышается в результате действия кратковременных ударных нагрузок, от которого зависит коэффициент $K_{нч}$. Вспомогательная таблица 1 (стр. 130) дает значения $K_{нч}$ для сталей и чугуна при $N = 10^6$ и $N = 10^7$ циклов.

Обычно при расчете с учетом влияния ударных нагрузок коэффициент концентрации напряжений из таблиц под таблицей 1 принимается равным 30 — 50. При необходимости и с учетом влияния ударных нагрузок коэффициент концентрации напряжений может быть принят равным 100 — 150. Вспомогательная таблица 1 (стр. 130) дает значения $K_{нч}$ для сталей и чугуна при $N = 10^6$ и $N = 10^7$ циклов.

Наибольший эффект получается на деталях с резкими изменениями сечений.

Предел усталости на кручение для сталей принимается $\tau_{-1} = 0,58 \sigma_{-1}$, а на растяжение-сжатие $\sigma_{-1} = 0,7 \sigma_{-1}$. Для чугуна

$$\tau_{-1} = (0,75 \div 0,9) \sigma_{-1}.$$

Пределы усталости при изменении напряжений от нуля до максимума для сталей равны:

$$\sigma_0 = (1,6 \div 1,8) \sigma_{-1}; \quad \tau_0 = (1,7 \div 2,0) \tau_{-1}.$$

Значение динамических коэффициентов концентрации напряжений предпочтительно брать из испытаний на усталость (см. раздел 14, а также пособия по динамической прочности [3, 4]). Возможно также вычисление динамических коэффициентов концентрации напряжений через статические при помощи уточненных значений коэффициентов чувствительности материала к надрезам.

Коэффициент безопасности при достаточно точных расчетах с учетом концентрации напряжений и масштабного эффекта принимается, примерно, таким же, как и при статических расчетах, т. е. порядка 1,3—1,5.

При сложном напряженном состоянии для стальных деталей обычно пользуются расчетом по Содербергу или эллиптическим законом прочности по С. В. Серенсену¹.

Расчетные формулы в применении к валам см. стр. 69—70.

Предельные допустимые удельные давления по Герцу принимаются равными пределам поверхностной усталости при соответственном числе циклов нагружений. Для начального касания по линии (сжатие цилиндров) при базовом числе циклов нагружений 10^7 удельное давление можно принимать $(0,25 \div 0,3) H_B$ кг/мм². Нижние значения относятся к незакаленным, верхние — к закаленным сталям².

При начальном касании в точке (сжатие шаров, торов, цилиндров крест накрест и т. д.) допустимые удельные давления повышаются до 1,5 раза.

Для чугуна при начальном касании по линии допустимые удельные давления принимаются около 1,5 временных сопротивлений изгибу.

¹ Расчет по Содербергу основан, как известно, на третьей теории прочности и на линейной зависимости предельного напряжения (при различной асимметрии цикла) от среднего напряжения в пределах от σ_{-1} при знакопеременной нагрузке до σ_s при статической. Эллиптический закон прочности основан на результатах опытов Гафа и Полларда над усталостью металлов при знакопеременной изгибе и кручении и уточнений теории прочности при статических нагрузках введением в формулы дополнительной характеристики материала — предела текучести при сдвиге.

² Если общее расчетное число циклов нагружений меньше числа циклов соответствующего достижения постоянного предела усталости (фиг. 1) и если расчет ведется не по приведенной к базовому числу циклов нагрузке, то допустимое удельное давление корректируется в соответствии с приведенной ниже зависимостью между пределом усталости и числом циклов нагружений. Число твердости по Бринеллю составляет, как известно $(2,8 \div 2,95) \sigma_b$ (верхние значения — для хромоникелевых, нижние — для углеродистых сталей) или $(9 \div 10) R_C$, где R_C — число твердости по шкале С Роквелла.

Наиболее прогрессивным, особенно для деталей, работающих с переменным режимом, является расчет на долговечность, так как он позволяет создание наиболее экономически правильных конструкций машин с одинаковой расчетной долговечностью основных деталей и при необходимости с уменьшенной долговечностью некоторых легко заменяемых покупных деталей.

Расчет основывается на кривых усталости в координатах: „общее число циклов нагружения $n_{\text{общ}}$ — напряжение при разрушении σ “ (фиг. 1).

Кривые усталости обычно состоят из двух участков: в первом кривая может быть выражена степенным уравнением $\sigma^m n_{\text{общ}} = \text{const}$, где m — постоянное для данного материала и напряженного состояния число; во втором участке — представляет собой прямую: $\sigma = \sigma_r$, где σ_r — предел усталости.

Уравнения кривых усталости, выраженные через предельные нагрузки, имеют аналогичный вид: в первом участке $Q_{n_{\text{общ}}}^m = \text{const}$, а во втором $Q = \text{const}$. Для напряженных состояний,

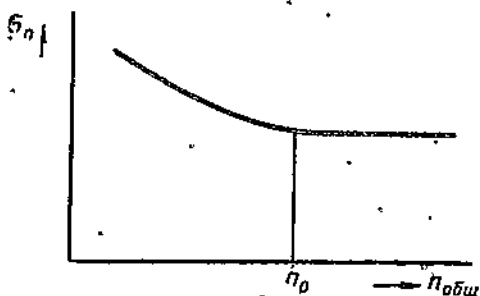
у которых напряжения пропорциональны нагрузкам $m = m_\sigma$, для контактных напряженных состояний в соответствии с имеющими место соотношениями между напряжениями и нагрузками $m = \frac{m_\sigma}{2}$ — в случае начального касания по линии и $m = \frac{m_\sigma}{3}$ — в случае начального касания в точке.

Для контактных напряжений (расчет поверхностных слоев) коэффициент m следует принимать равным 3; при изгибе m не сохраняет постоянной величины, как при контактных напряжениях; обычно при изгибе принимают $m = 9$.

Число циклов n_0 , соответствующее достижению длительного предела усталости (начиная с которого кривая переходит в прямую, параллельную оси абсцисс), зависит от материала, вида напряжения, размеров образца и т. д.

При расчетах для стальных деталей обычно принимают n_0 равным 10^6 – 10^7 (нижние значения при малых размерах сечений деталей, верхние — при больших, а также при наличии напрессовок и контактных напряжениях за исключением случаев контактных напряжений закаленных деталей). Для легких сплавов n_0 увеличивается до 10^8 , для бронз — до $2,5 \cdot 10^8$ и т. д. Для закаленных сталей при контактных напряжениях обычно принимается, что n_0 велико и практически всегда больше общего приведенного числа циклов нагружений, встречающихся практически.

При расчетах потребный срок службы детали и переменность режима ее работы могут быть в первом приближении учтены коэффициентом долговечности, который вводится в расчетные



Фиг. 1. Кривая усталости

формулы в качестве множителя при максимальной нагрузке¹ (49, 53).

В общем случае коэффициент долговечности k определяется из известного уравнения усталости:

$$(Q_1^m n_1 T_1 + Q_2^m n_2 T_2 + Q_3^m n_3 T_3 + \dots) 60 = (kQ_1)^m n_0$$

где Q_i , n_i , T_i — соответственно нагрузка, число нагружений в минуту и время работы в часах при режиме i ($i = 1, 2, 3$ и т. д.);

Q_1 — максимальная нагрузка (по отношению к которой вычисляется коэффициент долговечности), действующая при числе оборотов n_1 .

Для материалов и напряженных состояний, когда n_0 велико, в качестве расчетной характеристики принимается предел усталости при 10^7 циклов нагружений и в расчетную формулу вместо n_0 подставляется 10^7 .

Это уравнение выражает замену действия нагрузок Q_1, Q_2, Q_3 и т. д. в течение заданного для каждой нагрузки времени работы действием приведенной нагрузки kQ_1 в течение базового числа циклов нагружений n_0 .

Расчетная формула для коэффициента долговечности может быть представлена в следующем виде:

$$k = \sqrt[m]{\frac{60 T n_1}{n_0}} \sqrt[m]{\frac{T_1 n_1 (Q_1)^m}{\sum \frac{T_i n_i (Q_i)^m}{T_1 n_1}}}$$

Здесь дополнительно: T — общее расчетное время в часах; Σ — знак суммирования.

Первый множитель в формуле представляет собой коэффициент срока службы детали, второй — коэффициент переменной режима. Для деталей коробок скоростей с геометрическим рядом чисел оборотов и бесступенчатых редукторов коэффициент переменной режима может быть вычислен заранее при некоторых простейших предположениях (см. ниже).

Для закаленных сталей при контактных нагружениях, а также для других материалов, не имеющих в диапазоне практически встречающихся циклов нагружений постоянного предела усталости, коэффициент долговечности может быть как больше, так и меньше единицы. Для незакаленных сталей и других материалов, имеющих кривую усталости, аналогичную таковой для закаленных сталей, коэффициент долговечности может быть меньше единицы или равен ей. Если по расчету он получается больше единицы, то его следует принимать равным единице, так как это означает, что эквивалентное число циклов нагружений, соответ-

¹ В настоящее время расчет на долговечность нашел практическое применение для подшипников качения (принят во всех странах) и для зубчатых колес (Британский стандарт на обработанные зубчатые колеса, разработанный Х. Э. Мерритом, расчет Бакингема и расчет бюро редукторостроения ЦНИИТМАШ, разработанный А. И. Петрусевичем). Расчет на долговечность может быть распространен на валы и другие аналогичные детали.

вующее расчетному комплексу нагрузжений, больше n_0 и, следовательно, работа детали протекает в зоне, где усталостная кривая параллельна оси чисел нагрузжений. Минимальные значения коэффициента долговечности определяются условиями отсутствия пластических деформаций.

Расчет подшипников качения, для которых в каталогах даются допустимые нагрузки при разных числах оборотов, значительно проще. В частности, коэффициент срока службы вводится только в том случае, если расчетный срок службы отличен от принятого при составлении таблиц нагрузок (обычно 5000 час.); значения его также даются в каталогах.

Опыты показывают, что некоторые перенапряжения материалов при изгибе сверх длительных пределов усталости, действующие в течение небольшого числа циклов, не понижают длительных пределов усталости. Возможные перенапряжения без понижения длительных пределов усталости ограничиваются экспериментальными кривыми, так называемыми кривыми Френча [10]. Эти данные указывают на возможность в большинстве случаев при расчетах на усталость не учитывать пусковые пиковые перегрузки и т. д.

3. Механический износ

Для обеспечения достаточной долговечности деталей по механическому износу назначаются установленные практикой величины допустимых удельных давлений (направляющие, подшипники скольжения) или предусматриваются условия для образования масляного слоя, толщиной превышающего сумму неровностей соприкасающихся поверхностей (ответственные подшипники скольжения).

До настоящего времени в литературе имеется очень мало данных по фактическому износу деталей станков, так же как и по износу деталей машин общего назначения и по износоустойчивости материалов вообще [11—16].

4. Нагрев

Тепловые расчеты в станкостроении обычно сводятся к проверке температуры нагрева работающих тел, а также к выяснению влияния тепловых деформаций.

Температура определяется из теплового баланса. Теплоотдача подсчитывается на основе опытных данных [17].

Так для подшипников скольжения имеются опытные данные Лаше, Карелитца и др. Коэффициент теплоотдачи от стенок чугунных корпусов в диапазоне рабочих температур деталей машин принимается в зависимости от условий циркуляции воздуха $10—15 \text{ ккал/м}^2 \text{ град час}$. Предельная температура обычно ограничивается стойкостью адсорбционного защитного слоя смазки или тепловыми деформациями.

Тепловые деформации оказывают большое влияние как на работу отдельных деталей (уменьшение зазоров и отсюда заедания), так и на точность (искривление станин вследствие разности

коэффициентов линейного расширения и температур станины и фундамента; тепловые деформации из-за местных нагревов частей станка).

Б. Жесткость

Расчет на жесткость должен учитывать деформации как основного объема материала деталей, так и поверхностных слоев.

Основные деформации деталей определяются по известным формулам сжатия материалов. Деформации поверхностных слоев в пределах неровностей поверхности могут быть ориентировочно оценены на основе линейной зависимости между деформацией и удельным давлением $\delta = k\rho$ по опытам Вотинова (ЭНИМС) [19]. При хорошем прилегании стыков и удельных давлениях порядка $10-20 \text{ кг/см}^2$, для стыков чугуновых деталей; строганных $k = 0,2 \text{ м/кг/см}^2$, шабрённых $k = 0,13-0,15 \text{ м/кг/см}^2$, шлифованных $k = 0,06 \text{ м/кг/см}^2$, притертых $k = 0,05 \text{ м/кг/см}^2$.

При значительных стыковых поверхностях в условиях новых станков и при малых удельных давлениях (направляющие при чистовой обработке на станке) деформации даже в случае хорошей сборки, примерно, в 5 раз больше.

Необходимая жесткость деталей привода, в частности валов, в основном диктуется условиями правильной работы передач и подшипников. Жесткость цепи подачи, в частности, ходовых валов, распределительных и т. д., определяется условиями равномерного перемещения супортов.

Жесткость шпинделей, оправок, задних центров, станин, супортов, консолей определяется условиями получения изделия требуемой точности.

К числу задач жесткости могут быть отнесены расчеты на устойчивость.

Основными деталями в станках, подлежащими расчету на устойчивость, являются работающие на сжатие ходовые винты и штоки.

Необходимо подчеркнуть большое влияние на устойчивость поперечного изгиба [20, 21]; поэтому коэффициент безопасности при расчете на продольный изгиб горизонтальных винтов и штоков следует брать больше, чем для вертикальных.

Расчет на продольный изгиб для ряда случаев сводится к расчету стержней с промежуточными опорами [22].

6. Колебания

Технические расчеты станков на колебания в настоящее время ограничиваются приближенным подсчетом периода собственных колебаний деталей и систем во избежание явления резонанса (совпадения периода собственных колебаний и периода возмущающей силы), а также для установления причин дроблений и возможности борьбы с ними.

В станках наблюдаются колебания многих видов. Основными являются: 1) вынужденные колебания под действием периодиче-

ских возмущающих сил; 2) автоколебания¹ или самовозбуждающиеся колебания, в которых переменная сила, поддерживающая процесс колебания, вызывается самими колебаниями, а необходимая энергия черпается от постоянного источника энергии (приводного электродвигателя); 3) колебания вследствие переменной жесткости.

Основными периодическими силами, вызывающими вынужденные колебания, являются: силы от неуравновешенности вращающихся деталей, силы от передач (благодаря сшивкам и неоднородности ремней, ошибкам в шаге и профиле зубьев, конечности чисел зубьев цепных звездочек и т. д.), переменные силы резания и т. д.

Автоколебания имеют место вследствие наблюдаемого падения сил трения при металлическом контакте (в том числе при резании) с увеличением скорости, вследствие зависимости сил резания от координаты по длине элемента стружки и т. д. Поддержанию колебаний способствуют волны на поверхности обработки, получившиеся при предыдущем обороте изделия или ходе реза [27].

Автоколебания возникают от случайных сил и нарастают до амплитуд, при которых наступает равновесие между энергией, получаемой благодаря механизму самовозбуждения, и энергией рассеяния. Автоколебания при резании имеют период, близкий к периоду собственных колебаний системы или ее элементов. Например, в токарных станках наблюдаются низкочастотные автоколебания, соответствующие периоду собственных колебаний шпинделя с изделием или супорта с направляющими, и высокочастотные, соответствующие периоду собственных колебаний реза.

Очень часто можно наблюдать автоколебания в приводе подачи, что приводит к неравномерной подаче. Эти колебания относятся к типу релаксационных, т. е. колебаний, которые имеют место, когда силы „отрицательного затухания“ велики по сравнению с силами упругости или колеблющимися массами. Они имеют несинусоидальный характер, причем частоты существенно отличаются от собственных частот систем. Основные практические средства борьбы — увеличение жесткости механизма привода или введение в цепь подачи винта, а при реечной подаче введение возможно ближе к исполнительному органу самотормозящейся червячной передачи и т. д.²

К деталям, имеющим переменную жесткость и являющимся поэтому источниками колебаний, относятся, например, подшипники качения, вследствие различного мгновенного положения тел качения по отношению к плоскости нагрузки, валы с длинными шпоночными канавками, работающие на изгиб, зубья шестерен (вследствие перемещения точки контакта по профилю) и т. д.

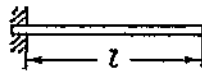
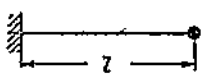
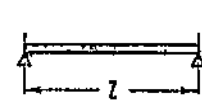
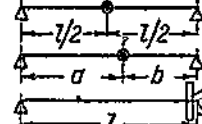
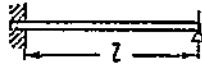
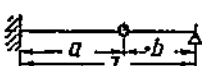
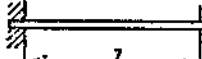
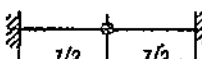
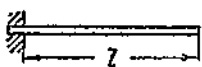
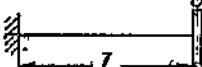
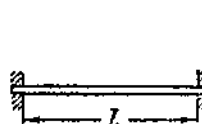
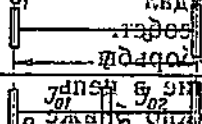
¹ Иногда автоколебания условно определяются как колебания с отрицательным затуханием.

² Средством полного освобождения от автоколебаний, вызванных переменностью сил трения, является переход в зону, где коэффициент трения увеличивается вместе со скоростью (за счет повышения скорости, улучшения смазки и т. д.), но обычно это трудно осуществимо.

Частоты (числа периодов в секунду) собственных колебаний для простейших систем подсчитываются по формулам из табл. 1. Низшая частота собственных колебаний балки, несущей сосредоточенный груз, с учетом собственной массы наиболее просто приближенно определяется по формуле для частоты соответ-

Таблица 1

Частоты собственных поперечных и крутильных колебаний

<p>Поперечные колебания однородных балок</p> $f = a_n \sqrt{\frac{qEJ}{Wl^3}} \quad 1/\text{сек}$	<p>Поперечные колебания невесомых балок с сосредоточенными массами</p> $f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{qK}{W}} \quad 1/\text{сек}$
 $a_1 = 0,56$ $a_2 = 3,57$ $a_3 = 9,84$	 $k = \frac{3EJ}{l^3}$
 $a_1 = 1,57$ $a_2 = 6,28$ $a_3 = 14,1$	 $k = \frac{48EJ}{l^3}$ $k = \frac{3EJl}{a^2b^2}$ $k = \frac{3EJ}{l\rho^2}$
 $a_1 = 2,45$ $a_2 = 7,96$ $a_3 = 16,6$	 $k = \frac{12EJl^3}{a^3b^2(3l+b)}$
 $a_1 = 3,57$ $a_2 = 9,84$ $a_3 = 19,3$	 $k = \frac{192EJ}{l^3}$
<p>Крутильные колебания однородных валов</p> $f = a_n \sqrt{\frac{GJ_0}{\Theta l}} \quad 1/\text{сек}$	<p>Крутильные колебания валов с дисками</p>
 $a_1 = 0,25$ $a_2 = 0,75$ $a_3 = 1,25$	
 $a_1 = 0,5$ $a_2 = 1$	
$f = \frac{1}{4\pi} \left[\frac{k_1}{\Theta_1} + \frac{k_1+k_2}{\Theta_2} + \frac{k_2}{\Theta_3} \pm \sqrt{\frac{k_1}{\Theta_1} + \frac{k_1+k_2}{\Theta_2} + \frac{k_2}{\Theta_3}} \right]$	

Здесь W кг — собственные веса балок (валов) или дисков; Θ кгсм·сек² — собственные моменты инерции однородных валов и моменты инерции дисков; g см/сек² — ускорение силы тяжести; EJ кгсм³ — жесткость изгиба балок; GJ_0 кгсм³ — жесткость кручения; a_n (где $n=1, 2, 3$ т. д.) — численные коэффициенты, соответствующие различным порядкам собственных частот; k кг/см — коэффициенты пропорциональности между нагрузками и деформациями; ρ см — радиус инерции.

ственной невесомой балки, причем масса (или вес) груза увеличивается на величину приведенной массы (или веса) балки. Коэффициент приведения при поперечных колебаниях для консольной балки с грузом на конце — $0,8/140$, для двухопорной балки с грузом посередине — $17/85$; при крутильных колебаниях для заземленного одним концом вала с диском на другом — $1/8$.

В случаях, когда рассчитываемые простейшие системы могут быть представлены несущими несколько сосредоточенных или распределенных масс, определение низшей частоты поперечных колебаний может быть приближенно произведено по формуле Данкерли:

$$\frac{1}{f^2} = \frac{1}{f_1^2} + \frac{1}{f_2^2} + \frac{1}{f_3^2} + \dots,$$

где f — частота собственных колебаний системы со всеми массами;

f_1, f_2, f_3 — частоты собственных колебаний балок с отдельными массами (табл. 1), сумма которых равна массе всей системы (в число этих масс могут входить не только массы насаженных деталей, но также массы рассчитываемого тела или его отдельных участков).

Низшую частоту собственных колебаний валов переменного сечения, шпинделей, стоек и станин удобно определять по способу Рейлея из следующей формулы:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g \sum W_i y_i}{\sum W_i y_i^2}} \text{ 1/сек.},$$

где $W_{1,2,\dots,i}$ — веса в кг отдельных элементов колеблющейся системы (деталей, насаженных на валы, или отдельных элементов валов, стоек или станин, на которые последние должны быть разбиты для расчета);

$y_{1,2,\dots,i}$ — абсолютные значения в см прогибов в точках приложения сил $W_{1,2,\dots,i}$, под действием веса всей системы, в которые включаются также смещения вследствие осадки опор, деформаций стыков и т. д.¹;

g — ускорение силы тяжести, равное 981 см/сек^2 .

При колебаниях, вызываемых подшипниками качения, можно ожидать повышенных амплитуд колебаний при совпадении числа собственных колебаний вала с величиной¹

$$\frac{nDz}{2(D+d)},$$

выражающей число прохождений тел качения через направление действующей силы в минуту.

Здесь n — число оборотов вала в минуту;

D — диаметр беговой дорожки внутреннего кольца подшипника;

d и z — диаметр и число тел качения.

¹ При определении прогибов вертикальных валов, колонн и т. д. они рассматриваются в горизонтальном положении.

Эта проверка является полезной для шпинделей, имеющих по одному подшипнику в опоре.

Крутильные колебания следует рассматривать для всего механизма главного привода; при этом колебательная система предварительно должна быть приведена к валу постоянного диаметра с дисками. Для этого моменты инерции масс помножаются на квадрат отношения числа оборотов рассматриваемого вала к числу оборотов вала, к которому колебательная система приводится, т. е. на квадрат соответственного передаточного числа; участки же валов разных диаметров, передачи, муфты и т. д. заменяются соответственными участками вала постоянного диаметра, имеющими тот же угол закручивания. После этого приближенно определяются основные числа собственных колебаний, для чего мелкие массы объединяются, например, по способу проф. Черевкова и сводятся к системе из двух-трех-четырёх масс [28].

Ударные явления наблюдаются в станках при включении на ходу кулачковых или зубчатых муфт, передвижных шестерён, в мальтийских механизмах, в которых угол между кривошипом и прорезью креста в начальный момент поворота не равен 90° , а также на зубьях зубчатых и цепных передач и т. д.

Близкое к мгновенному приложение нагрузки, при котором напряжения и деформации увеличиваются до 2 раз, имеет место при врезании резца (в станках с возвратно-поступательным движением и т. д.).

Расчет на удар, как известно, разработан для простейших случаев удара шаров и цилиндров, продольного удара стержней, поперечного удара по балке и крутильного удара [3, 23, 29].

В практических расчетах преимущественно применяется энергетический способ, в котором напряжения и деформации при ударе определяются из условия перехода кинетической энергии соударяемых масс в работу деформаций. Этот расчет дает достаточно точность в случаях, когда масса тела, по которому происходит удар, невелика по сравнению с ударяющей массой (удар по тонким балкам и стержням, удар по пружинам).

Динамическое напряжение σ_d в стержне или балке при ударе грузом P кг определяется по формуле:

$$\sigma_d = \sigma_{ст} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{f_{ст}} \frac{1}{1 + k \frac{Q}{P}}} \right) \text{ кг/см}^2,$$

где $\sigma_{ст}$ кг/см² и $f_{ст}$ см — статические напряжение и деформация под действием груза;

h см — высота падения груза (в случае, если задана скорость v см/сек ударяющего тела, вместо h подставляется $\frac{v^2}{2g}$, где g см/сек² — ускорение силы тяжести);

Q — собственный вес стержня;

k — коэффициент приведения собственной массы стержня, определяемый из предположения, что форма упругой линии при ударе такая же, как и при статической деформации. Для случая продольного удара по стержню $k = 1/3$, для случая поперечного удара по середине балки на двух шарнирных опорах $k = 17/35$, для случая поперечного удара по концу консольной балки $k = 33/140$.

При уточненных расчетах (особенно при малой жесткости и значительной длине тела, подверженного удару) учитывается волновой характер распространения деформаций (рассматриваются возникающие при ударе колебания).

При крутильном ударе двух масс с моментами инерции Θ_1 и Θ_2 , например, при включении на ходу кулачковых муфт в случаях, когда массой вала можно пренебречь, наибольший динамический момент, действующий на вал, можно определить по формуле:

$$M_d = \omega \sqrt{\frac{c \Theta_1 \Theta_2}{\Theta_1 + \Theta_2}} \text{ кгсм},$$

где $\omega \frac{1}{\text{сек.}}$ — разность угловых скоростей соударяемых масс перед ударом;

$c \text{ кг см}$ — суммарная жесткость связи (вала на участке между массами вместе со шпоночными соединениями, муфтами и т. д.), определяемая по правилу сложения жесткостей

$$\frac{1}{c} = \frac{l}{G I_0} + \sum \frac{\delta}{r} \frac{1}{\text{кгсм}},$$

где $l \text{ см}$ — длина участка вала;

$G \text{ кг/см}^2$ — модуль упругости при сдвиге;

$I_0 \text{ см}^4$ — полярный момент инерции сечения вала;

$\delta \text{ см/кгсм}$ — деформации поверхностных слоев на шпонке или зубьях муфты на радиусе $r \text{ см}$ от момента, равного единице (принимая линейную зависимость между деформациями и напряжениями), а также деформации изгиба зубьев;

\sum — знак суммирования по числу последовательно работающих стыков на шпонках, муфтах и т. д.

II. СТАНИНЫ И НАПРАВЛЯЮЩИЕ

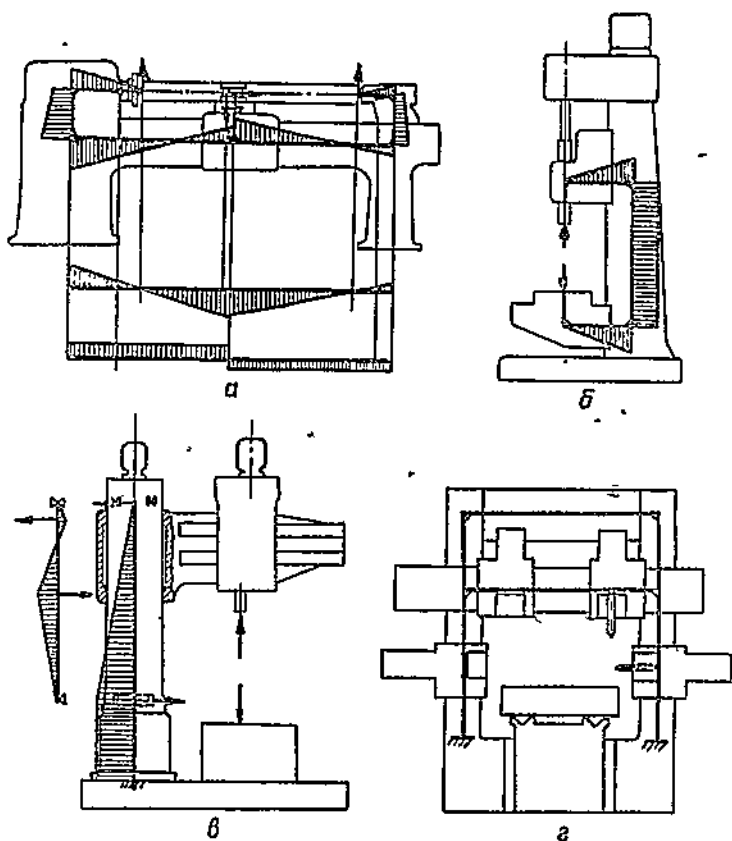
7. Станины

Размеры сечений станин диктуются главным образом условиями жесткости.

За расчетные схемы станин принимаются балки с ломаной осью или рамы (станины с так называемым замкнутым контуром). Примеры выбора расчетных схем для наиболее употребительных станков и построения эпюр моментов показаны на фиг. 2.

Расчетными усилиями являются усилия резания.

Напряжения в станинах станков токарных, фрезерных, шлифовальных и аналогичных им, как правило, очень невелики и измеряются в десятках $кг/см^2$, обычно не выше $60 - 80 кг/см^2$. Из условия длительного сохранения высокой точности станка (полное отсутствие остаточных деформаций), учитывая наличие начальных напряжений, допускаемые напряжения (в чугунных станинах выбирают не выше $100 кг/см^2$).



Фиг. 2. Расчетные схемы и эпюры моментов для станин (на фиг. 2, а снизу показаны эпюры изгибающих моментов в горизонтальной плоскости и эпюра крутящих моментов; на фиг. 2, б на схеме станка показана эпюра изгибающих моментов для внутренней колонки, а сбоку — для наружной)

Допустимые деформации определяются потребной точностью обработки и явлениями вибраций. Для сверлильных станков за критерий принимается допускаемая перпендикулярность оси сверла и стола, для токарных — отжим резца, для резьбонакатных — разжим станины и т. д. Следует иметь в виду, что при чистовых обработках большее влияние имеют стыковые деформации, а при обдирочных — собственные деформации деталей.

Основными деформациями, на которые должен производиться расчет станин, являются изгиб и кручение.

Учет влияния ребер, соединяющих противоположные стёжки станины, проще всего производить на основе экспериментальных данных [31 — 35].

В станинах токарных станков, состоящих из двух стенок с соединяющими их перпендикулярными ребрами, принимают, что последние не увеличивают жесткость станины в вертикальной плоскости.

При определении прогибов в горизонтальной плоскости за расчетный момент инерции следует брать момент инерции сечения стенок станины (предполагая, что они работают как одно целое, т. е. что ребра абсолютно жесткие), помноженный на некоторый коэффициент понижения жесткости. Последний можно принимать для современных конструкций 0,25 — 0,45 (верхние значения для станины с сильными диагональными ребрами или сильными П-образными ребрами, образующими круглые или эллиптические отверстия для стружки ¹⁾). Для станин с тонкими перпендикулярными к оси станка ребрами коэффициент снижается до 0,1 — 0,15. Прогибы станин могут быть определены также чисто расчетным путем, пренебрегая влиянием внутренних напряжений: для станин с диагональными ребрами — на основе положения Мора о том, что прогибы раскосных систем с шарнирными и жесткими узлами весьма близки друг к другу, а для станин с перпендикулярными ребрами, — рассматривая их как балки Виренделя.

Расчет на изгиб станин сильно переменного сечения производится обычно графоаналитическим способом. Станины с криволинейной осью следует рассчитывать по известным формулам для кривых брусьев. Учитывая, что чугун значительно лучше работает на сжатие, чем на растяжение для напряженных чугуновых станин целесообразно в зоне растяжения делать стенки более толстыми, чем в зоне сжатия, благодаря чему значительно лучше используется материал.

Влияние деформаций кручения во многих станках больше, чем деформаций изгиба.

Расчет на кручение полых замкнутых тонкостенных профилей производится, как известно, по формуле Бредта:

$$\theta = \frac{M_{кр} l}{4F^2 G} \sum \frac{s_i}{\delta_i},$$

где θ — угол закручивания на длине l ;

$M_{кр}$ кг см — крутящий момент;

F см² — средняя арифметическая площадей, очерченных наружным и внутренним контурами профиля;

G кг/см² — модуль упругости при сдвиге;

s_i см — длина участка контура толщиной δ_i ;

Σ — знак суммы, распространенной на весь контур.

Расчет на кручение разомкнутых тонкостенных профилей производится обычно по приближенной формуле:

$$\theta = \frac{3 M_{кр} l}{G \sum \frac{s_i^3}{\delta_i}}$$

¹ П-образные ребра обычной конструкции при том же весе станины менее жестки.

Обозначения см. выше¹. Сопоставление формул для θ особенно подчеркивает малую жесткость разомкнутых профилей по сравнению с замкнутыми и, следовательно, сильное увеличение углов закручивания станин от устройства окон на длине станины, подвергающейся значительному крутящему моменту.

Угол закручивания станин станков токарного типа может быть определен, принимая за расчетную схему трубу прямоугольного сечения, вписанную в габарит сечения станины с толщиной стенок, равной толщине стенок станины.

Действительное угловое сопротивление закручиванию станин с современными конструкциями ребер составляет 0,25 — 0,50 от сопротивления кручению таких труб (верхние значения — для тех же конструкций ребер, которые показывают наивысшую жесткость изгиба).

Указания к расчету совместной работы станин и фундаментов см. гл. IX, Фундаменты, стр. 124.

Для ряда станков расчет станин требует многих допущений, поэтому его не следует рассматривать как основной. Однако и для этих станков расчет с успехом может производиться в целях сравнительного анализа станин разных поперечных сечений, разъемных и неразъемных станин и т. д.

8. Направляющие прямолинейного движения²

Расчет направляющих прямолинейного движения позволяет произвести проверку правильности выбора размеров направляющих и сравнительную оценку различных форм (по удельным давлениям и деформациям). Примерами использования расчета для решения конкретных вопросов о форме направляющих могут служить: проверка постоянного прижатия на одних и тех же гравях направляющих при возможных колебаниях усилия резания в процессе обработки (во избежание вибраций); выбор координаты расположения резца по длине направляющих каретки для возможно более равномерного распределения давления на направляющих; проверка необходимости прижимных планок и т. д. [38].

Основным расчетом является расчет по удельным давлениям.

В качестве исходного принимается предположение линейного распределения давления по длине направляющих³.

Рассматриваемые силы, действующие на каретки, столы и т. д., ниже разбиваются на две группы: силы заданные (силы реза-

¹ Наибольшие напряжения возникают во внутренних углах и зависят от радиусов закруглений [38].

² Ввиду специфичности направляющих станков и недостаточной освещенности их расчета этот раздел излагается несколько подробнее других.

³ Это предположение является условным и физически соответствует случаю, когда жесткость контактирующих тел, рассматриваемых как балки, достаточно велика по сравнению с жесткостью поверхностных слоев в стыках, причем последние следуют линейному закону деформаций.

Расчет направляющих при рассмотрении задачи, как задачи о балках или плитах на упругом основании, ввиду сложности конструктивных форм слишком сложен для практического применения.

ния и силы тяжести) и силы искомые (тяговые силы и реакции направляющих). Первые задаются суммами проекций их на оси координат X, Y, Z и суммами моментов M_x, M_y, M_z относительно осей координат, что позволяет несколько обобщить расчеты. Положительными направлениями сил X, Y, Z и моментов M_x, M_y, M_z , как следует из расчетных формул (см. ниже), считаются направления, соответствующие наиболее распространенным случаям действия сил и, в частности, системам сил, показанным на чертежах.

Принимается следующее расположение осей координат: ось x —вдоль направления движения, ось y —в основной плоскости направляющих, ось z —перпендикулярно к основной плоскости направляющих.

Ниже принимаются следующие основные обозначения:

P_x, P_y, P_z кг — составляющие сил резания по осям координат;
 G_1, G_2, G_3 кг — вес суппортов, столов, изделий и т. д.;
 M_x', M_y', M_z' кг/см — моменты, воспринимаемые направляющими (от внешних сил и от тягового усилия);

A, B, C, \dots кг — реакции основных граней направляющих;

A', B', C', \dots кг — реакции планок;

Q, Q_x, Q_y кг — тяговое усилие и вызываемые им усилия по осям координат; для привода винтом $Q_y = Q_x = 0$; для привода прямозубой шестерней при горизонтальной рейке (токарные станки)

$$Q_x = Q \operatorname{tg}(\alpha_0 \pm \varphi); \quad Q_y = 0;$$

для привода косозубой шестерней при горизонтальной рейке (строгальные станки)

$$Q_x = Q \operatorname{tg}(\alpha_0 \pm \varphi); \quad Q_y = Q \operatorname{tg} \delta,$$

α_0 — угол зацепления;

φ — угол трения на зубьях, равный $5-8^\circ$;

δ — угол подъема зуба;

σ кг/см² — удельные давления на гранях;

x, y, z см — координаты сил;

a, b, c см — ширины рабочих поверхностей направляющих, на которые действуют силы A, B, C ;

a', b', c' см — ширины соответствующих планок;

H см — длина направляющих;

α, β — углы наклона отдельных граней направляющих;

μ — коэффициент трения на направляющих, который следует принимать при низких скоростях перемещений (токарные и фрезерные станки) $0,1-0,12$, а при больших скоростях и соответственно хорошей смазке $0,05-0,08$.

Для определения неизвестных — тягового усилия, реакций и реактивных моментов направляющих — используются 6 уравнений статики и дополнительные условия деформаций.

В большинстве расчетных случаев тяговое усилие и реакции направляющих можно приближенно определить из уравнений статики (см. ниже расчеты направляющих отдельных типов).

Дополнительные условия деформаций чаще всего приходится применять для выяснения, как распределяется момент M_y' между направляющими передней и задней стенки станины (фиг. 3, 4). Могут иметь место следующие расчетные случаи:

1. Если салазки имеют малую жесткость на кручение относительно оси y , а нагрузка действует на направляющие одной из стенок станины (токарные станки с салазками, имеющими узкий мост), то можно считать, что момент M_y' полностью воспринимается этими направляющими. Этим же расчетным случаем иногда пользуются для упрощения расчетов.

2. Если при значительной жесткости салазок направляющие нагружены относительно равномерно (эпюры давлений трапеции¹), то момент M_y' распределяется между направляющими пропорционально приведенным ширинам. К этому же случаю условно можно отнести расчет при больших моментах M_y' ; когда в работе принимают участие планки, если последние достаточно жестки.

Для плоских направляющих (фиг. 3, а)

$$M_I = \frac{M_y' a}{a+c}; \quad M_{II} = \frac{M_y' c}{a+c}.$$

Для комбинированных направляющих (фиг. 3, б, в)

$$M_I = \frac{M_y' d}{d+c}; \quad M_{II} = \frac{M_y' c}{d+c},$$

где d — приведенная ширина треугольной направляющей (т. е. ширина прямоугольной направляющей той же жесткости).

Для направляющей по фиг. 3, б

$$d = a \cos^2 \alpha + b \cos^2 \beta.$$

Для направляющей по фиг. 3, в

$$d = 2b \cos^2 \alpha.$$

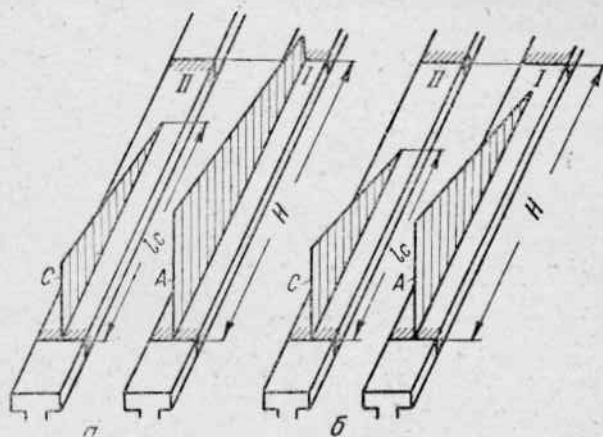
В случае, если вместо второй направляющей работает соответственная планка, в формулы вместо c следует подставлять c' .

Проверка применимости расчетного случая $\frac{M_I}{A} \leq \frac{H}{6}$ (для прямоугольной направляющей) или $\frac{M_I}{D} \leq \frac{H}{6}$ (для треугольной), а также $\frac{M_{II}}{C} \leq \frac{H}{6}$; здесь D — сумма вертикальных проекций реакции A и B , $D = A \cos \alpha + B \cos \beta$ (фиг. 7).

В общем случае (см. ниже) для определения M_I и M_{II} пользуемся уравнением моментов относительно оси y и уравнением

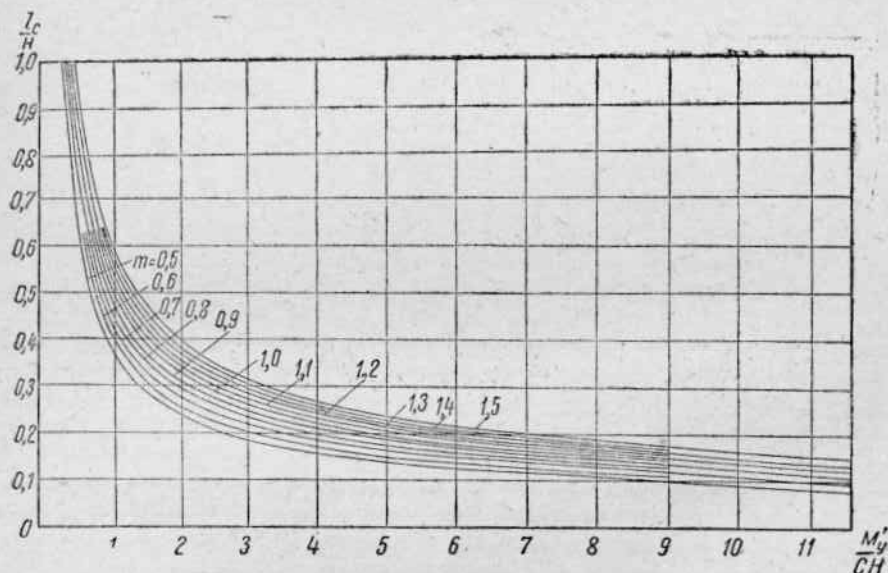
¹ В соответствии с принятым предположением о линейном законе распределения давления по длине направляющих.

деформаций¹. Последнее представляет собой условие равенства друг другу углов наклона направляющих каретки по отноше-



Фиг. 4. Расчетные эпюры распределения давления по длине передних и задних направляющих:
а — трапеция и треугольник; б — два треугольника

нию к соответственным направляющим станины, т. е. равенство друг другу углов наклона прямых, очерчивающих эпюры давлений.



Фиг. 5. График для определения относительной длины контакта направляющих

¹ Предполагается, что жесткость каретки значительна.

3. Если эпюры давлений на первой направляющей — трапеция¹, а на второй — треугольник (наиболее распространенный расчетный случай для токарных станков, фиг. 4, а), то моменты, воспринимаемые направляющими, определяются по формулам:

$$M_I = \frac{CHm}{6\left(\frac{l_c}{H}\right)^2}; \quad M_{II} = M_{y'} - M_I,$$

где $m = \frac{d}{c}$ (или для комбинированных направляющих фиг. 3, б, в $m = \frac{d}{c}$);

$\frac{l_c}{H}$ — относительная расчетная длина контакта второй направляющей, определяемая по графику фиг. 5, в зависимости от m и $\frac{M_{y'}}{CH}$.

График (фиг. 5) построен на основе указанных выше уравнений моментов и деформаций.

Проверка применимости расчетного случая:

$$\frac{M_I}{A} \leq \frac{H}{6} \text{ или } \frac{M_I}{D} \leq \frac{H}{6} \text{ и } \frac{l_c}{H} \leq 1.$$

4. Если давление распределяется на направляющих по треугольникам (фиг. 4, б), то для плоских направляющих

$$M_I = \frac{2M_{y'} - H(C - kA)}{2(1+k)},$$

$$M_{II} = M_{y'} - M_I,$$

где

$$k = \left(\frac{C}{A}\right)^{3/2} \left(\frac{a}{c}\right)^{1/2}.$$

Проверка применимости:

$$\frac{M_I}{A} \geq \frac{H}{6} \text{ и } \frac{M_{II}}{C} \geq \frac{H}{6}.$$

Фиг. 6. Расчетные эпюры распределения давления по длине направляющих:

а — трапеция; б — треугольник

Для комбинированных направляющих в предыдущие формулы вместо ширины a нужно подставлять приведенную ширину d (см. выше стр. 20), а вместо A — сумму вертикальных проекций реакции на наклонных гранях $D = A \cos \alpha + B \cos \beta$ (фиг. 7).

В порядке первого приближения расчет производят по средним удельным давлениям, а обычно — по наибольшим удельным давлениям, подсчитываемым на основе принятого линейного закона распределения удельных давлений (т. е. принимается, что эпюра давлений — трапеция или треугольник).

Для грани направляющих длиной H и шириной a (фиг. 6),

¹ Для треугольной направляющей имеется в виду вертикальная суммарная эпюра нагрузки на обе грани.

воспринимающей силу A и момент M_A , среднее удельное давление

$$\sigma_A = \frac{A}{aH}.$$

Координата приложения равнодействующей давления

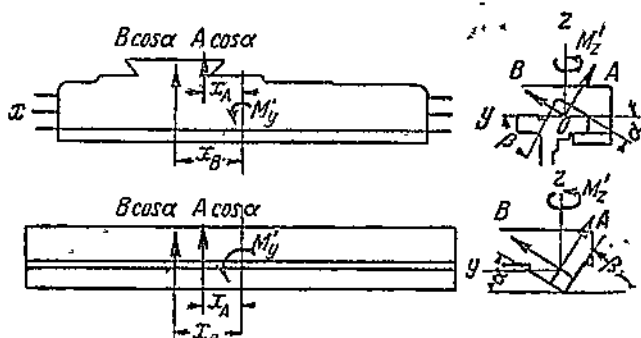
$$x_A = \frac{M_A}{A}.$$

Наибольшее удельное давление при $x_A \leq \frac{H}{6}$ (эпюра давления — трапеция фиг. 6, а)

$$\sigma = \frac{A}{aH} + \frac{6M_A}{aH^2} \text{ или } \frac{A}{aH} \left(1 + \frac{6x_A}{H}\right).$$

Наибольшее удельное давление при $x_A > \frac{H}{6}$ (эпюра давления — треугольник фиг. 6, б)

$$\sigma = \frac{2A}{a(1,5H - 3x_A)}.$$



Фиг. 7. Треугольная и V-образная направляющие

Если для треугольной направляющей I определены суммарные моменты на обе грани M_{Iy} и M_{Iz} , то из уравнений статики легко определяются моменты, воспринимаемые отдельными гранями M_A и M_B (фиг. 7) или прямо координаты приложения соответствующих реакций:

$$x_A = \frac{M_{Iy} \sin \beta - M_{Iz} \cos \beta}{A \sin (\alpha + \beta)};$$

$$x_B = \frac{M_{Iy} \sin \alpha + M_{Iz} \cos \alpha}{B \sin (\alpha + \beta)}.$$

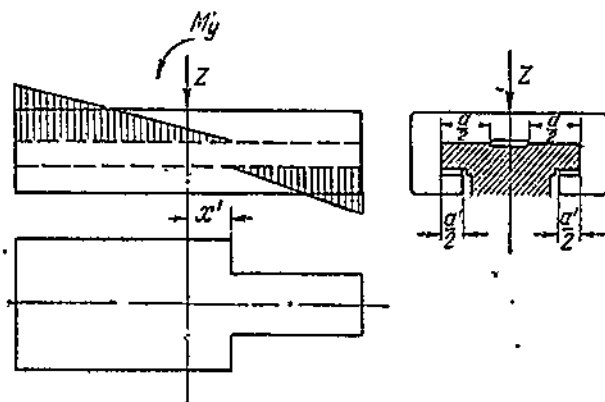
В случае совместной работы направляющей и планки, нагруженных силой Z и моментом M_y' (фиг. 8), предварительно из графика фиг. 9 определяется относительное смещение нейтральной оси¹ $\frac{x'}{H}$ (в зависимости от отношения $\frac{M_y'}{ZH}$ и от отношения

¹ Графическое решение нужно в связи с тем, что момент инерции условного расчетного сечения изменяется вместе с перемещением нейтральной оси в зависимости от соотношения между сжимающей силой и опрокидывающим моментом.

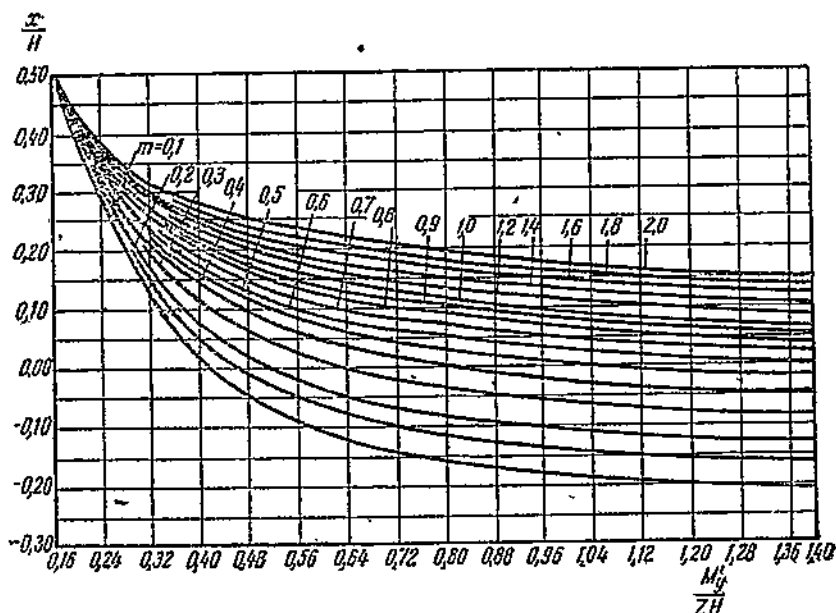
ширин $m = \frac{a'}{a}$). Нагрузки, воспринимаемые основной гранью направляющих A и планкой A' :

$$A = 0,5 Z \left(1 + \frac{3M'_y}{ZH} + \frac{x'}{H} \right);$$

$$A' = A - Z,$$



Фиг. 8. Расчетная схема для выяснения совместной работы направляющих и планок



Фиг. 9. График для определения относительного смещения нейтральной оси

Наибольшие удельные давления на основной грани σ_A и на планке $\sigma_{A'}$:

$$\sigma_A = \frac{4A}{Ha \left(1 + \frac{2x'}{H} \right)}, \quad \sigma_{A'} = \frac{4A'}{Ha' \left(1 - \frac{2x'}{H} \right)}.$$

Для треугольной направляющей, так же как и выше, вместо ширины a должна подставляться приведенная ширина, а под реакцией Z пониматься сумма вертикальных реакций отдельных граней.

Допускаемые наибольшие удельные давления (с учетом моментов во всех плоскостях) на чугунных направляющих для универсальных станков можно принимать: при малых скоростях скольжения величиной порядка скоростей подачи (токарные, фрезерные и аналогичные станки) — до 25—30 кг/см², а при больших скоростях скольжения величиной порядка скоростей резания (строгальные станки) — до 8 кг/см². При расчете по средним удельным давлениям допускаемые значения, примерно, в 2 раза ниже.

Для специальных станков, предназначенных для работы с постоянными режимами резания, допускаемые удельные давления следует брать на 30% ниже.

Допускаемые наибольшие удельные давления на направляющих тяжелых станков при малых скоростях можно принимать до 10 кг/см², а при больших — до 4 кг/см².

Направляющие токарных станков

Проекции внешних сил на оси координат (фиг. 10, 11)

$$X = P_x; \quad Y = P_y; \quad Z = P_z + G.$$

Моменты внешних сил относительно осей координат

$$M_x = P_z y_p - P_y z_p + G y_G;$$

$$M_y = P_x z_p - P_z x_p + G x_G;$$

$$M_z = P_y x_p - P_x y_p.$$

а) Тяговое усилие при прямоугольных направляющих (здесь α_0 — угол зацепления, φ — угол трения на зубьях), если $M_x > 0$

$$Q = \frac{X + \mu(Z + Y)}{1 - \mu \operatorname{tg}(\alpha_0 + \varphi)};$$

если $M_x < 0$

$$Q = \frac{X + \mu \left(Z + Y - \frac{2M_x}{y_c} \right)}{1 - \mu \operatorname{tg}(\alpha_0 + \varphi)}.$$

б) При комбинированных направляющих, в частном случае при $\alpha = 25^\circ$, $\beta = 65^\circ$ и $M_x > 0$

$$Q = \frac{X + \mu \left(1,33Z + 0,48Y - 0,33 \frac{M_x}{y_c} \right)}{1 - 1,33\mu \operatorname{tg}(\alpha_0 + \varphi)};$$

при $\alpha = \beta = 45^\circ$ и $M_x > 0$

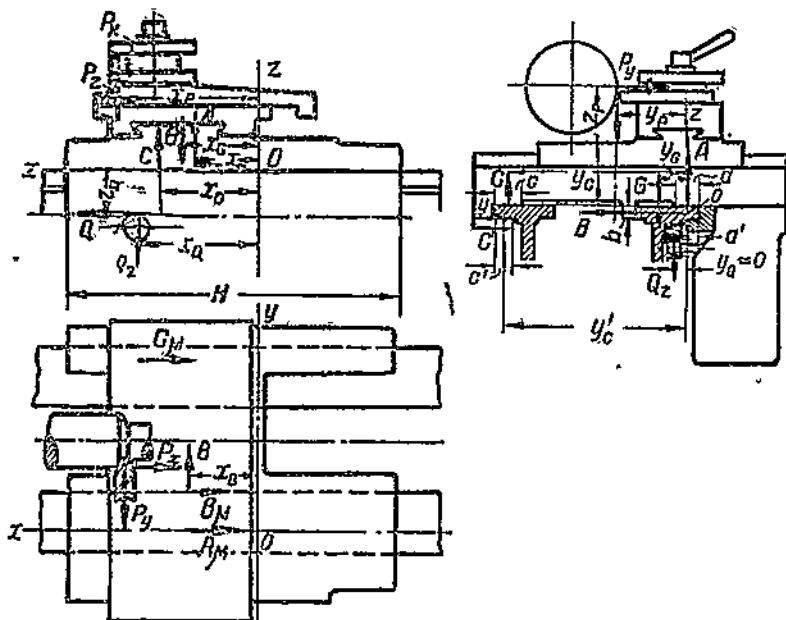
$$Q = \frac{X + \mu \left(1,41Z - 0,41 \frac{M_x}{y_c} \right)}{1 - 1,41\mu \operatorname{tg}(\alpha_0 + \varphi)}.$$

В общем случае

$$Q = \frac{X \sin(\alpha + \beta) + \mu [Z(\sin \alpha + \sin \beta) + Y(\cos \alpha - \cos \beta)]}{\sin(\alpha + \beta) - \mu(\sin \alpha + \sin \beta) \operatorname{tg}(\alpha_0 + \varphi)}$$

$$- \frac{\frac{\mu M_x}{y_c} [\sin \alpha + \sin \beta - \sin(\alpha + \beta)]}{\sin(\alpha + \beta) - \mu(\sin \alpha + \sin \beta) \operatorname{tg}(\alpha_0 + \varphi)}$$

Верхний знак у последнего члена — при $M_x > 0$, нижний — при $M_x < 0$.



Фиг. 10. Прямоугольные направляющие токарных станков

Реакции отдельных граней направляющих:

а) прямоугольного типа

$$C = \frac{M_x}{y_c} \quad (\text{или } C' = \frac{M_x}{y_c'}); \quad A = Z + Q_z - C; \quad B = Y$$

(при $M_x < 0$ здесь и ниже вычисляется и подставляется в формулы для A и B реакция на планке $C' < 0$);

б) комбинированного типа

$$C = \frac{M_x}{y_c} \quad (\text{или } C' = \frac{M_x}{y_c'}); \quad A = \frac{(Z + Q_z - C) \sin \beta - Y \cos \beta}{\sin(\alpha + \beta)};$$

$$B = \frac{(Z + Q_z - C) \sin \alpha - Y \cos \alpha}{\sin(\alpha + \beta)}.$$

Средние удельные давления

$$\sigma_A = \frac{A}{aH}; \quad \sigma_B = \frac{B}{bH}; \quad \sigma_C = \frac{C}{cH}.$$

Моменты сил, воспринимаемые направляющими,

$$M_x' \approx M_x;$$

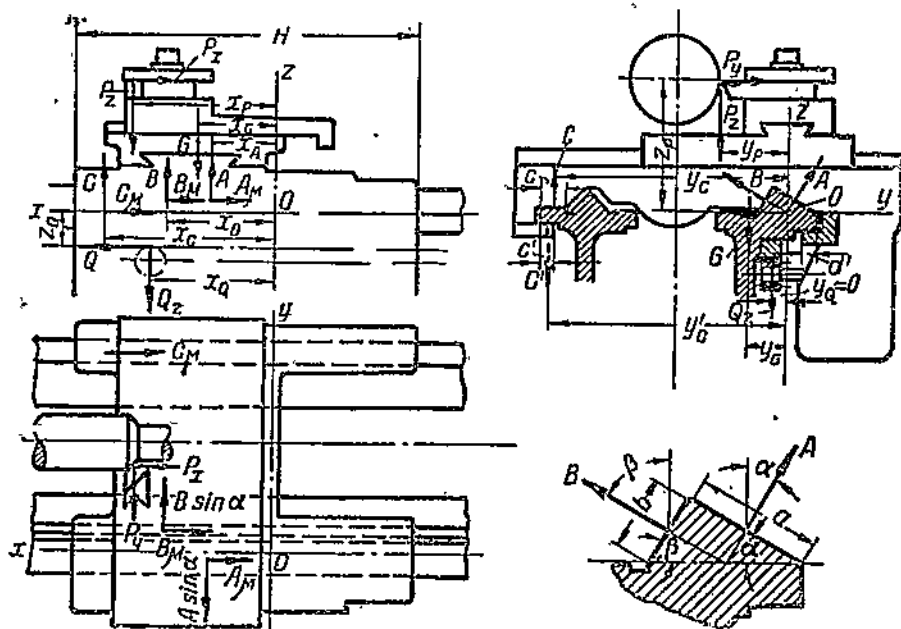
$$M_y' = M_y + Q_x x_Q - Q z_Q;$$

$$M_z' = M_z - M_x' \mu.$$

Определение моментов, воспринимаемых отдельными гранями направляющих и удельных давлений, см. выше стр. 20—25.

V-образные направляющие строгальных станков (фиг. 12)

Наиболее тяжелые условия имеют место в конце хода резания, когда моменты относительно оси y от P_x и P_z складываются, а также при врезании реза.



Фиг. 11. Комбинированные направляющие токарных станков

Ниже приняты следующие допущения:

1) предполагается, что $\gamma_1 = \gamma_2$, т. е. что каждая направляющая воспринимает горизонтальную слагающую, пропорциональную вертикальной;

2) предполагается, что направляющие воспринимают доли M_y' и M_z' , пропорциональные общим реакциям E и F . Оба эти допущения удовлетворяют двум крайним условиям, когда обе направляющие нагружены одинаковыми вертикальными силами и когда одна направляющая совсем не нагружена вертикальной силой.

Проекция внешних сил на оси координат

$$X = P_x; \quad Y = P_y; \quad Z = P_z + G_1 + G_2.$$

Моменты внешних сил относительно осей координат

$$M_x = P_z y_p - P_y z_p + G_1 y_1 + G_2 y_2;$$

$$M_y = P_x z_p + P_z x_p - G_1 x_1 - G_2 x_2;$$

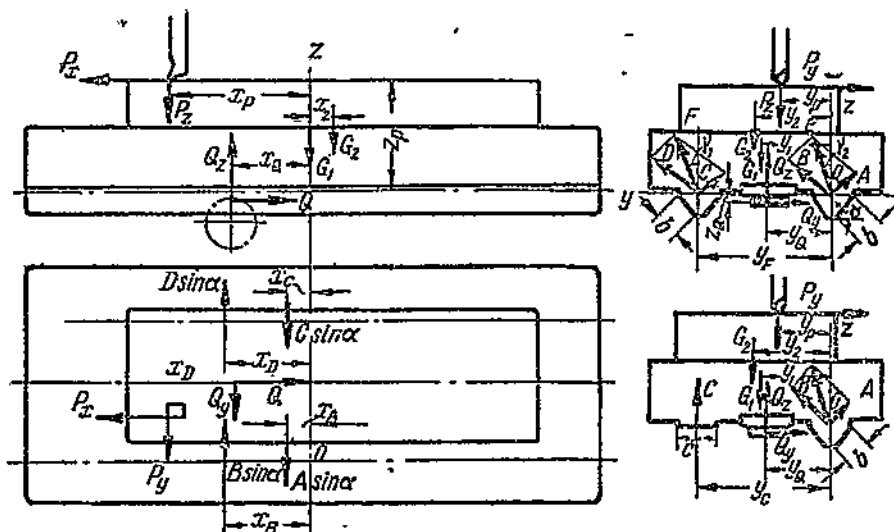
$$M_z = P_x y_p + P_y x_p.$$

Тяговое усилие на рейке и его слагающие (здесь δ —угол наклона зубьев рейки; α_0 —угол зацепления; φ —угол трения на зубьях)

$$Q = \frac{X \cos \alpha + \mu Z}{\cos \alpha + \mu \operatorname{tg}(\alpha_0 - \varphi)};$$

$$Q_y = Q \operatorname{tg} \delta;$$

$$Q_z = Q \operatorname{tg}(\alpha_0 - \varphi).$$



Фиг. 12. V-образные и комбинированные направляющие

Моменты относительно осей координат, воспринимаемые направляющими:

$$M_x' = M_x + Q_y z_Q - Q_z y_Q;$$

$$M_y' = M_y + Q_z x_Q - Q_x z_Q;$$

$$M_z' = M_z - Q_y x_Q + Q_x y_Q.$$

Условие неопрокидывания стола

$$M_x' > 0.$$

Угол наклона к вертикали суммарных реакций на каждом рельсе

$$\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma;$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{Y + Q_y}{Z - Q_z}.$$

Условие невыскальзывания стола

$$\gamma < \alpha.$$

Суммарные реакции направляющих

$$F = \frac{M_x'}{y_F \cos \gamma}; \quad E = \frac{Z - Q_z}{\cos \gamma} - F.$$

Реакции отдельных граней направляющих

$$A = \frac{E \sin(\alpha - \gamma)}{\sin 2\alpha}; \quad C = \frac{F \sin(\alpha - \gamma)}{\sin 2\alpha};$$

$$B = \frac{E \sin(\alpha + \gamma)}{\sin 2\alpha}; \quad D = \frac{F \sin(\alpha + \gamma)}{\sin 2\alpha}.$$

Координаты точек приложения равнодействующих давлений (реакций)

$$x_A = x_C = \frac{M_y' \sin \alpha - M_z' \cos \alpha}{(A + C) \sin 2\alpha};$$

$$x_B = x_D = \frac{M_y' \sin \alpha + M_z' \cos \alpha}{(B + D) \sin 2\alpha}.$$

V-образная и плоская направляющие строгальных станков (фиг. 12).

Проекции и моменты внешних сил, а также моменты, воспринимаемые направляющими, см. выше стр. 27.

Тяговое усилие

$$Q = \frac{X \cos \alpha + \mu \left[Z - (1 - \cos \alpha) \frac{M_x'}{y_c} \right]}{\cos \alpha + 0,5 \mu \operatorname{tg}(\alpha_0 - \varphi) (1 + \cos \alpha)};$$

$$Q_y = Q \operatorname{tg} \delta; \quad Q_z = Q \operatorname{tg}(\alpha_0 - \varphi).$$

Реакции граней направляющих

$$C = \frac{M_x'}{y_c}; \quad A = \frac{Z - Q_z - C}{2 \cos \alpha} - \frac{Y + Q_y}{2 \sin \alpha}; \quad B = \frac{Z - Q_z - C}{2 \cos \alpha} + \frac{Y + Q_y}{2 \sin \alpha}.$$

Определение моментов, воспринимаемых отдельными гранями направляющих, см. выше стр. 20—22.

Направляющие по форме ласточкина хвоста

Ввиду сложности расчет приводится для частных случаев.

Первый случай — расположение внешних сил симметрично относительно плоскости симметрии направляющих xz , т. е. $Y = 0$; $M_x' = 0$ и $M_z' = 0$ (фиг. 13).

Применение — направляющие столов фрезерных станков при фрезеровании сдвоенными цилиндрическими фрезерами с противоположным направлением наклона зубьев и другие аналогичные случаи.

Проекция внешних сил на оси координат (для случая фрезерования)

$$X = P_x; \quad Y = 0; \quad Z = P_z + G_1 + G_2.$$

Моменты внешних сил относительно осей координат (для случая фрезерования)

$$M_x = 0; M_y = P_x z_p + P_z x_p + G_1 x_1 + G_2 x_2.$$

Тяговое усилие (экспериментальная формула, в данном случае $Y=0$)

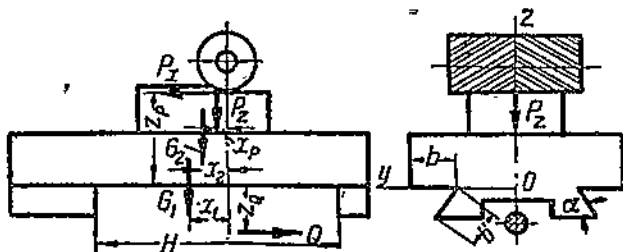
$$Q = 1,4X + 0,2(Z + 2Y).$$

Момент относительно оси y , воспринимаемый направляющими,

$$M_y' = M_y + Qz_Q.$$

Наибольшее напряжение от неравномерного сжатия на основных гранях, если $\frac{M_y'}{Z} \leq \frac{H}{6}$ и скосы не принимают участия в работе

$$\sigma = \frac{Z}{2bH} + \frac{3M_y'}{bH^2}.$$



Фиг. 13. Направляющие по форме ласточкина хвоста; силы — в продольной плоскости zx

Относительное смещение нейтральной оси (оси, разделяющей зоны работы основных граней и скосов), если $\frac{M_y'}{Z} > \frac{H}{6}$, берется по фиг. 9 в зависимости от $\frac{M_y'}{ZH}$ и $m = \frac{b' \cos^2 \alpha}{b}$.

Наибольшее напряжение смятия на основных гранях, если $\frac{M_y'}{Z} > \frac{H}{6}$,

$$\sigma_1 = \frac{Z \left(1 + \frac{3M_y'}{ZH} + \frac{x'}{H} \right)}{Hb \left(1 + \frac{2x'}{H} \right)}.$$

Наибольшее напряжение смятия на скосах ласточкина хвоста, если $\frac{M_y'}{Z} > \frac{H}{6}$,

$$\sigma_2 = \frac{Z \left(-1 + \frac{3M_y'}{ZH} + \frac{x'}{H} \right)}{Hb' \left(1 - \frac{2x'}{H} \right) \cos \alpha}.$$

Второй случай — действие сил в плоскости yz , перпендикулярной направлению перемещения, т. е. $X=0$, $M_y'=0$; $M_z'=0$ (фиг. 14).

Этот случай рассматривается как вспомогательный расчетный. Проекция внешних сил на оси координат

$$X=0; Y=P_y; Z=P_z+G_1+G_2.$$

Моменты внешних сил относительно осей координат

$$M_x=P_y z_p + P_z y_p + G_2 y_2; M_y=M_z=0.$$

Реакции направляющих для случая работы одной основной грани и двух граней ласточкина хвоста (условие применимости $C>0$)

$$A = \frac{M_x + Y(z_B + y_B \operatorname{ctg} \alpha)}{y_A};$$

$$B = \frac{(A - Z) \sin \alpha + Y \cos \alpha}{\sin 2\alpha};$$

$$C = \frac{(A - Z) \sin \alpha - Y \cos \alpha}{\sin 2\alpha}.$$

Реакции направляющих для случая работы двух основных граней и одной грани ласточкина хвоста

$$A = \frac{M_x + Y[z_B + (y_B + y_D) \operatorname{ctg} \alpha] + Z y_D}{y_A + y_D};$$

$$B = \frac{Y}{\sin \alpha}; D = Z - A + B \cos \alpha.$$

Удельные давления на гранях

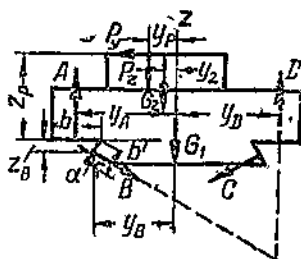
$$\sigma_A = \frac{A}{bH}; \sigma_B = \frac{B}{b'H}; \sigma_C = \frac{C}{b'H}; \sigma_D = \frac{D}{bH}.$$

Оценку порядка величин удельных давлений от действия общей системы сил можно произвести путем сложения удельных давлений от отдельных нагрузочных систем. При этом каждая из составляющих заданных сил должна учитываться только в одной из нагрузочных систем.

Сравнительный анализ жесткости направляющих различных форм

Анализ основан на допущении, что жесткость поверхностных слоев в стыках у сравниваемых форм направляющих является одинаковой и что нормальные сжатия поверхностных слоев пропорциональны удельным давлениям на соответствующих гранях.

Пользуясь этими допущениями, производится сопоставление смещений салазков в направлениях, непосредственно влияющих на качество обработки на станке, например, для направляющих токарных станков — смещение в направлении оси резца и т. д.

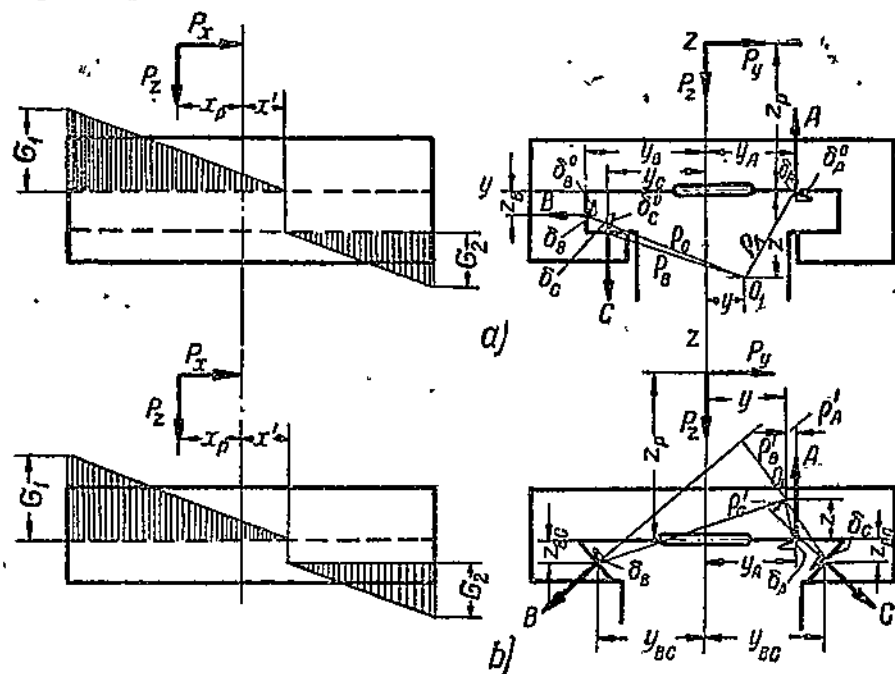


Фиг. 14. Направляющие по форме ласточкина хвоста; силы — в поперечной плоскости yz

Задача для простоты рассматривается отдельно для поперечной и продольной плоскости, причем соответственно производится определение осей поворота.

Положение осей поворота определяется соотношением деформаций поверхностных слоев в стыках.

Исходным предположением является поворот салазок, как жесткого тела, т. е. равенство друг другу углов поворота векторов, проведенных в плоскости поворота из центра поворота.



Фиг. 15. Расчетные схемы для сравнительного анализа жесткости направляющих: а — прямоугольные направляющие; б — направляющие по форме ласточкина хвоста

Ниже приводятся расчеты для прямоугольных направляющих и направляющих по форме ласточкина хвоста, по аналогии с которыми могут быть сделаны расчеты для любых форм направляющих.

Прямоугольные направляющие. Условие поворота салазок как жесткого тела в поперечной плоскости, выраженное через полные относительные смещения граней направляющих δ_A^0 , δ_B^0 , δ_C^0 (фиг. 15, а)

$$\varphi = \frac{\delta_A^0}{\rho_A} = \frac{\delta_B^0}{\rho_B} = \frac{\delta_C^0}{\rho_C},$$

где ρ_A , ρ_B , ρ_C — радиусы-векторы, проведенные из центра поворота в средние точки по ширине направляющих.

То же условие, выраженное через нормальные деформации поверхностных слоев δ_A , δ_B , δ_C или средние удельные давления

на гранях $\sigma_A, \sigma_B, \sigma_C$ от сил в плоскости yz ,

$$\varphi = \frac{\delta_A}{y_A - y} = \frac{\delta_B}{z - z_B} = \frac{\delta_C}{y_C + y} = \frac{k\sigma_A}{y_A - y} = \frac{k\sigma_B}{z - z_B} = \frac{k\sigma_C}{y_C + y},$$

где k — коэффициент пропорциональности между напряжениями и деформациями.

Координаты центра поворота в поперечной плоскости

$$y = \frac{y_A \sigma_C - y_C \sigma_A}{\sigma_A + \sigma_C};$$

$$z = z_B + \frac{\sigma_B}{\sigma_A} (y_A - y).$$

Смещение в точке приложения силы P в направлении оси y и оси z

$$\delta_{Py} = \varphi (z + z_P);$$

$$\delta_{Pz} = \varphi y.$$

Угол поворота салазок в плоскости xz от сил P_x и P_z

$$\varphi_1 = \frac{k(\sigma_1 + \sigma_2)}{H},$$

где σ_1 и σ_2 — удельные давления в крайних сечениях направляющих: σ_1 — на основных гранях; σ_2 — на планках.

Смещение в точке приложения силы P в направлении оси x

$$\delta_{Px} = \varphi_1 (x_P + x'),$$

где x' — смещение нейтральной оси.

Направляющие по форме ласточкина хвоста (предполагается, что работают грани A, B и C).

Условие поворота салазок как жесткого тела в поперечной плоскости, выраженное через нормальные деформации поверхностных слоев направляющих $\delta_A, \delta_B, \delta_C$ или через средние удельные давления на гранях от сил в плоскости yz (фиг. 15, б),

$$\varphi = \frac{\delta_A}{y_A - y} = \frac{\delta_B}{\rho'_B} = \frac{\delta_C}{\rho'_C} = \frac{k\sigma_A}{y_A - y} = \frac{k\sigma_B}{\rho'_B} = \frac{k\sigma_C}{\rho'_C},$$

где ρ'_B и ρ'_C — перпендикуляры на направления δ_B и δ_C :

$$\rho'_B = (y + y_{BC}) \cos \alpha - (z + z_{BC}) \sin \alpha;$$

$$\rho'_C = (z + z_{BC}) \sin \alpha - (y_{BC} - y) \cos \alpha,$$

где α — угол ласточкина хвоста, обычно 55° .

Смещения в точке приложения силы P в направлении оси y и оси z

$$\delta_{Py} = \varphi (z_P - z);$$

$$\delta_{Pz} = \varphi y.$$

Угол поворота салазок в плоскости xz от сил P_x и P_z

$$\varphi_1 = \frac{k \left(\sigma_1 + \frac{\sigma_2}{\cos \alpha} \right)}{H},$$

где σ_1 и σ_2 — удельные давления в крайних сечениях направляющих: σ_1 — на основных гранях, σ_2 — на скосах ласточкина хвоста.

Смещение в точке приложения силы P в направлении оси x

$$\delta_{Px} = \varphi_1 (x_p + x').$$

Здесь x' — смещение нейтральной оси.

Следующим этапом сравнительного анализа жесткостей направляющих является анализ с учетом деформаций клиньев, планок и т. д.

Пользуясь приведенными выше (стр. 10) значениями жесткости поверхностных слоев с соответствующими поправками, можно ориентировочно подсчитывать абсолютные смещения.

III. ПЕРЕДАЧИ

9. Ременные передачи

Применяемые передаточные отношения для плоских ремней без натяжного ролика — до $1/9$ — $1/4$, с натяжным роликом — до $1/10$; для клиновых ремней — до $1/7$, а при необходимости — до $1/10$.

Предельные применяемые скорости для кожаных ремней — до 40 м/сек, для хлопчатобумажных — до 20 м/сек, для шерстяных — до 30 м/сек, для клиновых — до 30 м/сек (наивыгоднейшие 15—20 м/сек).

Минимальные диаметры шкивов (см. табл. 2 и 4¹).

Таблица 2

Минимальные отношения $\left(\frac{D}{\delta}\right)$ и допускаемые напряжения R_x кг/мм² для плоских ремней²

Наименование ремней	$\left(\frac{D}{\delta}\right)_{\min}$	Отношения $\frac{D}{\delta}$				
		25	30	40	60	100
		Допускаемые напряжения R_x				
Кожаные	25	0,17	0,19	0,21	0,24	0,26
Прорезиненные	30	0,19	0,20	0,21	0,22	0,22
Хлопчатобумажные шитые	40	—	0,16	0,18	0,19	0,20
Хлопчатобумажные тканые	25	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19
Шерстяные тканые	20	0,12	0,13	0,15	0,16	0,17

Здесь D — диаметр малого шкива;
 δ — толщина ремня.

В соответствии с выбранными условиями расчета допускаемые напряжения в табл. 2 соответствуют неодинаковой долговечности ремней из разных материалов, в частности, большей долговечности кожаных ремней, чем прорезиненных, шерстяных, чем хлопчатобумажных, и т. д., что не находится в противоречии с экономическими соображениями.

¹ Следует иметь в виду, что в области малых диаметров долговечность ремней сильно снижается с уменьшением диаметров шкивов.

² Начальное натяжение ремней принято равным 0,18 кг/мм².

Толщины δ мм и площади F мм² сечения ремней в зависимости от ширины в мм (толщины набраны в числителе, а площади — в знаменателе) Таблица 3

Ширина в мм	20	25	30	35	40	50	60	70	75	80
Ремни кожаные	$\frac{3,0}{60}$	$\frac{3,0}{75}$	$\frac{3,0}{90}$	$\frac{3,5}{122}$	$\frac{3,5}{140}$	$\frac{3,5}{175}$	$\frac{4,0}{240}$	$\frac{4,0}{280}$	$\frac{4,0}{300}$	$\frac{4,0}{320}$
прорезиненные ¹	$\frac{2,5}{50}; \frac{4,5}{90}$	$\frac{2,5}{62}; \frac{4,5}{112}$	$\frac{2,5}{75}; \frac{4,5}{135}$	$\frac{2,5}{87}; \frac{4,5}{157}$	$\frac{2,5}{100}; \frac{4,5}{180}$	$\frac{3,5}{187}; \frac{4,5}{375}$	$\frac{3,75}{225}; \frac{4,5}{450}$	$\frac{3,75}{263}; \frac{4,5}{525}$	—	$\frac{3,75}{300}; \frac{4,5}{720}$
хлопчатобумажные шитые	—	—	—	—	—	$\frac{5,6}{280}$	$\frac{5,6}{336}$	—	$\frac{5,6}{420}$	—
хлопчатобумажные цельноктаные	—	—	$\frac{4}{120}; \frac{6,5}{195}$	—	$\frac{4}{160}; \frac{6,5}{260}$	$\frac{4}{200}; \frac{6,5}{325}$	$\frac{4}{240}; \frac{6,5}{390}$	$\frac{4}{280}$	$\frac{6,5}{487}; \frac{8,5}{637}$	—
шерстяные тканые	—	—	—	—	—	$\frac{6}{300}$	$\frac{6}{360}$	—	$\frac{6}{450}$	—
Ширина в мм	85	90	100	115	125	150	175	200	225	250
Ремни кожаные	$\frac{4,5}{382}$	$\frac{4,5}{405}$	$\frac{4,5}{450}$	$\frac{4,5}{517}$	$\frac{5,0}{625}$	$\frac{5,0}{750}$	$\frac{5,5}{962}$	$\frac{5,5}{1100}$	$\frac{5,5}{1230}$	$\frac{5,5}{1370}$
прорезиненные ¹	—	—	$\frac{3,75}{375}; \frac{9}{900}$	$\frac{3,75}{431}; \frac{9}{1030}$	$\frac{5}{625}; \frac{9}{1120}$	$\frac{5}{750}; \frac{9}{1350}$	$\frac{5}{875}; \frac{9}{1570}$	$\frac{5}{1000}; \frac{9}{1800}$	$\frac{5}{1120}; \frac{9}{2020}$	$\frac{5}{1250}; \frac{9}{2620}$
хлопчатобумажные шитые	—	$\frac{5,6}{504}$	$\frac{5,6}{560}$	$\frac{5,6}{644}$	$\frac{5,6}{700}$	$\frac{5,6}{840}; \frac{8}{1200}$	$\frac{8}{1400}$	$\frac{8}{1600}; \frac{11}{2200}$	$\frac{8}{1800}; \frac{11}{2470}$	$\frac{8}{2000}; \frac{11}{2750}$
хлопчатобумажные цельноктаные	—	$\frac{6,5}{585}; \frac{8,5}{765}$	$\frac{6,5}{630}; \frac{8,5}{850}$	$\frac{6,5}{747}; \frac{8,5}{977}$	$\frac{6,5}{812}; \frac{8,5}{1060}$	$\frac{6,5}{975}; \frac{8,5}{1270}$	$\frac{6,5}{1130}; \frac{8,5}{148}$	$\frac{8,5}{1700}$	$\frac{8,5}{1910}$	$\frac{8,5}{2120}$
шерстяные тканые	—	$\frac{6}{540}$	$\frac{9}{900}$	$\frac{9}{1030}$	$\frac{9}{1120}$	$\frac{9}{1350}$	$\frac{9}{1570}$	$\frac{11}{2200}$	$\frac{11}{2470}$	$\frac{11}{2750}$

¹ Предельные значения для ремней без обкладок.

Расчетный коэффициент скольжения принимается обычно $1,5\%$.

Ввиду отсутствия достаточных данных для расчета ремней на заданное время службы за критерий допустимых нагрузок принимается начало быстрого возрастания скольжения ремня (начало криволинейного участка на кривой скольжения), при начальной затяжке с оптимальным напряжением, принятым равным $0,17 - 0,18 \text{ кг/мм}^2$.

Потребная площадь сечения плоского ремня определяется по формуле [41,42]:

$$F = \frac{P}{R_z K_1 K_2 K_3} \text{ мм}^2,$$

где $P \text{ кг}$ — полезная окружная сила;

$R_z \text{ кг/мм}^2$ — допускаемое напряжение ремня на растяжение от полезной окружной силы P (табл. 2);

K_1, K_2, K_3 — коэффициенты угла обхвата, скорости и динамичности нагрузки (табл. 5, 6, 7).

Потребное число клиновых ремней

$$z = \frac{P}{P_0 K_1 K_2 K_3},$$

где P_0 — допускаемое полезное усилие, передаваемое одним ремнем (табл. 4).

Остальные обозначения те же, что и для плоских ремней.

Шелковые ремни в соответствии с выбранными условиями расчета можно проектировать с теми же допускаемыми напряжениями, как и хлопчатобумажные; при этом долговечность шелковых ремней будет, естественно, значительно выше.

Длина ремня при диаметрах шкивов D_1 и D_2 и расстоянии между осями l

$$L = \pi D_{\text{ср}} + l \left[2 + \left(\frac{\Delta}{l} \right)^2 \right],$$

где обозначено

$$D_{\text{ср}} = \frac{D_1 + D_2}{2} \text{ и } \Delta = \frac{D_2 - D_1}{2}.$$

Расстояние между осями шкивов l при выбранной длине ремня L

$$l = \frac{L - \pi D_{\text{ср}}}{4} + \frac{1}{4} \sqrt{(L - \pi D_{\text{ср}})^2 - 8\Delta^2}.$$

Эти формулы являются приближенными. При малых расстояниях между осями шкивов и отсутствии натяжных устройств пользуются точной формулой:

$$L = \pi D_{\text{ср}} + 2\beta\Delta + 2l \cos \beta,$$

где

$$\sin \beta = \frac{\Delta}{l}.$$

Размеры профилей шкивов клиноременных передач могут выбираться по табл. 8 и 9.

Расчетные данные для клиновых ремней¹
(фиг. 16, а в соответствии с ГОСТ 1284-41)

Таблица 4

Профили ремней	О	А	Б	В	Г	Д
Размеры сечения $\left\{ \begin{array}{l} a \text{ мм} \dots \\ h \text{ " } \dots \end{array} \right.$	10 6	13 8	17 10,5	22 13,5	32 19	38 23,5
Минимальные диаметры шкивов в мм	70	100	140	200	315	500
Допускаемое полезное усилие, передаваемое одним ремнем, P_0 в кг	8	14	24	40	82	120
Пределы общей мощности передачи в л. с. (для ориентировочного подбора профиля)	0,5—4	1—10	3—25	10—50	50—100	>100

¹ Полезное напряжение принято 0,17 кг/мм². В дальнейшем целесообразно перейти на уточненный расчет, в котором P_0 задается в зависимости от диаметра малого шкива.

Коэффициент K_1 угла обхвата на малом шкиве

Таблица 5

Ремни	Угол обхвата							
	100°	120°	140°	160°	180°	200°	220°	240°
Плоские	—	—	0,88	0,94	1	1,06	1,12	1,18
Клиновые	0,74	0,83	0,89	0,95	1	1	1	1

Коэффициент K_2 скорости

Таблица 6

Ремни	v м/сек					
	1	5	10	15	20	25
Плоские	1,04	1,03	1	0,96	0,89	0,81
Клиновые	1,05	1,04	1	0,94	0,85	0,74

Коэффициент K_3 динамичности нагрузки

Таблица 7

Благоприятные условия работы ремня (токарные, сверлильные, фрезерные, шлифовальные станки)	1
Средние колебания нагрузки (автоматы)	0,9
Пусковая нагрузка до 200% нормальной, сильные колебания нагрузки (строгальные станки)	0,7

Таблица 8

Размеры желобков в мм						
Обозначения (фиг. 16)	Профили ремней					
	О	А	Б	В	Г	Д
<i>a</i>	10	13	17	22	32	38
<i>e</i>	10	13	17	22	30	36
<i>c</i>	3	4	5	7	9	12
<i>t</i>	12	16	21	27	38	44
<i>s</i>	9	12	15	18	23	26

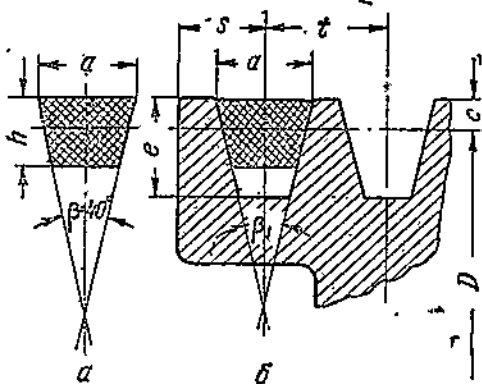
Таблица 9

Углы желобков в зависимости от диаметров шкивов						
Диаметры шкивов при разных профилях ремней						Угол желобка β_1
О	А	Б	В	Г	Д	
70—90	100—125	140—180	200—250	315—400	500—710	34°
90—112	125—160	180—225	250—315	400—500	710—800	36°
112—140	160—200	225—280	315—400	500—630	800—1000	38°
140 и выше	200 и выше	280 и выше	400 и выше	630 и выше	1000 и выше	40°

Общая ширина шкива (фиг. 16)

$$B = (z - 1)t + 2s.$$

Расчетные силы на валы от ременных передач следует выбирать, исходя из расчетного напряжения начальной затяжки ремня



Фиг. 16. Сечение клинового ремня и профили клиноременных шкивов

около 30 кг/см^2 (против оптимального $17—20 \text{ кг/см}^2$). Это приводит в среднем к величинам $(3 \div 3,5)P$, где P —полезная окружная сила. Верхние значения соответствуют, менее благоприятным условиям работы передач, малым диаметрам шкивов и т. д., нижние—наоборот. При наличии пружинных натяжных роликов расчетные силы на валы могут быть взяты несколько меньше.

10. Цепные передачи

Предельные передаточные отношения — $\frac{1}{8}$ при особо благоприятных условиях — $\frac{1}{10}$. Рекомендуемые скорости цепи 5—8 м/сек. Опыт эксплуатации высококачественных цепей указывает на следующие максимальные скорости: для зубчатых цепей $v=14—1,75 t$ м/сек, а для роликовых $v=14—2,5 t$ м/сек, где t —шаг цепи в дюймах. При малом шаге, очень точной установке и работе без толчков v может достигать до 20 м/сек. Минимальные числа зубьев звездочек: зубчатых цепей — 13, роликовых — 9. Однако при малых числах зубьев звездочек долговечность цепи понижается; поэтому желательно, чтобы число зубьев звездочек зубчатых цепей было бы не меньше 19, а роликовых — не меньше 15.

Шаг цепи из условий равномерности работы выбирается по возможности минимальным.

Нагрузка, передаваемая цепями, лимитируется допустимыми удельными давлениями в шарнирах во избежание повышенного износа.

Динамика цепей до сих пор мало разработана. Предельные скорости цепей и числа оборотов звездочек обычно определяются из условия, чтобы кинетическая энергия удара звена при набегании, отнесенная к проекции рабочей части оси шарнира, не превышала некоторой постоянной величины.

Допустимую нагрузку, по которой проверяется правильность выбора размера роликовой цепи или определяется ширина зубчатой цепи, можно вычислить путем деления разрывающей нагрузки (табл. 10, 11) на условный коэффициент безопасности (табл. 12) и на коэффициент условий работы.

Коэффициент условий работы в зависимости от смазки выбирается равным: при непрерывной смазке 1,0, при капельной

Таблица 10

Предельные числа оборотов звездочек и разрывающие нагрузки цепей Московского механического завода по каталогу 1940 г.

Шаг в мм	Роликовые цепи				Зубчатые цепи		
	ширина цепи в свету в мм	диаметр ролика в мм	предельное число оборотов в минуту	разрывающая нагрузка в кг	предельные ширины цепи в мм	предельное число оборотов в минуту	разрывающая нагрузка на ширину 10 мм
12,7	—	—	—	—	19,0—107,5	2 300	1 000
15,87	—	—	—	—	29,5—126	1 590	1 200
19,05	12,5	12,0	1250	2 500	36,0—201,5	1 250	1 500
25,4	16,0	16,0	910	4 000	55,5—257,5	730	1 700
31,75	—	—	—	—	82,0—278,5	530	2 500
38,1	21,5	16,0	570	2 500	—	—	—
41,27	26,0	20,0	480	3 000	—	—	—
44,45	25,0	25,0	280	9 400	—	—	—
50,8	31,0	32,0	240	12 000	—	—	—
69,85	45,0	45,0	110	32 000	—	—	—

Таблица 11

Разрывающие нагрузки роликовых цепей с метрическим шагом по ГОСТ 536-41 для сравнения¹

Шаг в мм	Ширина в свету в мм	Диаметр ролика в мм	Разрывающая нагрузка в кг	Шаг в мм	Ширина в свету в мм	Диаметр ролика в мм	Разрывающая нагрузка в кг
8	3	5	200	25	8	8	800
	3	6	315		16	16	3150
					16	16	5000
10	6,5	6,5	500	30	10	10	1250
	6,5	6,5	800		19	19	4000
					19	19	6300
12	8	8	800	35	13	13	2000
	8	8	1250		22	22	5000
					22	22	8000
15	10	10	1250	40	16	16	3150
	10	10	2000		24	24	6300
					24	24	10000
20	6,5	6,5	500	45	19	19	4000
	13	13	2000		27	27	8000
	13	13	3150		27	27	12500
				50	22	22	5000
					30	30	10000
					30	30	16000

¹ В машиностроении в СССР и за границей, как правило, применяются трансмиссионные цепи с дюймовым шагом.

Таблица 12

Коэффициент безопасности для цепей Московского механического завода¹

Цепи	v м/сек													
	0,25	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Роликовая	8	10	15	17	19	21,5	23,5	25,5	28	30	—	—	—	—
Зубчатая	—	—	—	—	38	40	42	44	46	48	50	52	54	56

¹ Коэффициент безопасности для роликовых цепей, примерно, соответствует данным зарубежных фирм, а для зубчатых цепей, особенно при малых скоростях, выше последних. По данным фирмы Штольценберг, при нормальных числах зубьев звездочек для роликовых цепей $k = 10 + 2,8v$, а для зубчатых $k = 18 + 2v$. По данным фирмы Даймонд, для роликовых цепей $k = 8 + (2,4 + 2,7)v$, где v — скорость цепи в м/сек.

смазке 1,3, при периодической смазке 1,5, а в зависимости от условий нагрузки: при постоянной нагрузке 1,0, при переменной нагрузке с толчками 1,5, при трехсменной работе 1,3. В общем случае коэффициент условий работы определяется как произведение приведенных выше частных коэффициентов по смазке и по нагрузке,

Очень часто для расчета пользуются таблицами мощностей (по каталогам), которые могут передать цепи при разных скоростях.

В табл. 13 даны мощности в л. с., которые могут передавать американские стандартные роликовые и зубчатые цепи шириной 1 см, в зависимости от чисел оборотов малой звездочки с 17 зубцами, при нормальной смазке, продолжительности работы цепи не выше 10 час. в сутки и т. д.¹

Таблица 13

Мощности в л. с., которые могут передавать американские роликовые и зубчатые цепи

Тип цепи	Шаг	Ширина	Диаметр ролика	Числа оборотов малой звездочки в мин.									
				100	200	400	600	800	1000	1500	2000	2500	3000
Роликовые	3/8"	3/16"	0,20"		0,60	1,05	1,4	1,7	1,9	2,3	2,5	2,7	2,8
	1/2"	5/16"	0,40"	0,7	1,3	2,2	2,85	3,35	3,8	4,35	4,65		
	5/8"	3/8"	0,40"	1,35	2,4	4,0	5,1	5,95	6,6	7,25			
	3/4"	1/2"	15/32"	2,4	4,2	6,75	8,4	9,5	10,3				
	1"	5/8"	5/8"	5,25	8,85	13,6	16,3	18,0	18,85				
	1 1/4"	3/4"	3/4"	9,05	14,95	21,9	25,5	27,2					
	1 1/2"	1"	7/8"	15,85	25,35	35,7	40,6						
	1 3/4"	1"	1"	21,2	33,2	45,1							
	2"	1 1/4"	1 1/8"	31,9	48,5	64,0							
	Зубчатые	3/8"	10 мм				0,5	0,65	0,8	1,05	1,3	1,45	1,55
1/2"		10 "			0,65	0,9	1,15	1,4	1,8	2,1	2,2		
5/8"		10 "		0,53	1,0	1,4	1,7	1,95	2,5				
3/4"		10 "		0,8	1,4	1,95	2,35	2,75	3,35				
1"		10 "	0,67	1,25	2,25	3,1	3,6	4,1					
1 1/4"		10 "	1,1	2,0	3,55	4,75	5,5	5,9					
1 1/2"		10 "	1,6	2,85	4,9	6,3	7,1						

При других числах зубьев малой звездочки (в пределах рекомендуемых) мощности приблизительно определяются умножением табличных значений на $\frac{z}{17}$. Это соотношение для зубчатых цепей распространяется фирмами на весь табличный диапазон скоростей, а для роликовых — примерно до скорости 6 м/сек; при скоростях в пределах 6—12 м/сек принятое соотношение применимо с поправочным множителем, изменяющимся от 1 до 0,9.

Потребное число звеньев цепи .

$$z = \frac{2l}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{l},$$

где z_1, z_2 — числа зубьев звездочек;
 l — расстояние между осями;
 t — шаг цепи.

¹ Таблица составлена по Machinery's Handbook, 1942 г. и каталогу Уитни. Она соответствует данным лучших американских фирм (по роликовым цепям Уитни, Даймонд, Морзе, по зубчатым цепям Уитни, Линк — Белт и др.)

Значение z желательно округлять до ближайшего четного числа (для избежания переходного звена).

Уточненное значение расстояния между осями звездочек, определяемое после выбора z ,

$$l = \frac{t}{4} \left[z - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(z - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right].$$

Полученное число обычно округляется в меньшую сторону на 2—5 мм для обеспечения некоторого провисания цепи.

Следует иметь в виду, что формулы для z и l являются приближенными.

Усилия на валы звездочек

$$Q = P + 2kql \text{ кг,}$$

где P кг — окружное усилие;

q кг/м — вес 1 м цепи;

l м — расстояние между осями;

k — коэффициент, равный при вертикальном расположении передачи — 1, при наклонном под углом 45° — 2 и при горизонтальном — 4.

Профилирование звездочек производится из геометрических соображений [44—48].

11. Зубчатые передачи

Минимальное число зубьев колес главного привода при некорригированном зацеплении допускается обычно 18—20, во вспомогательных же передачах, в которых плавность зацепления не играет существенной роли, например в механизмах управления, — 14.

При корригированном зацеплении числа зубьев могут быть значительно меньше. Ременные шестерни применяются с минимальными числами зубьев 12, шестерни зубчатых насосов — с числами зубьев меньше 10.

Малые числа зубьев применяются для закаленных колес, для которых лимитирующим фактором может служить напряжение изгиба, а также для тихоходных плохо смазываемых колес, которые вообще не выходят из строя из-за питтинга.

Принятые в станкостроении стандартные значения модуля в мм: 1; 1,5; 2; 2,5; 3; 3,5; 4; 5; 6; 8; 10; 12.

Для каждого станка рекомендуется ограничивать число применяемых модулей.

Передаточное число в передачах, работающих на замедление, берется обычно не более 8. В коробках скоростей передаточные числа на замедление принимаются до 4—5, а на ускорение — до 2—2,5.

В передачах, где требуется очень высокая плавность вращения, верхних значений передаточных чисел на ускорение следует по возможности избегать. При этом в целях повышения к. п. д. валы следует устанавливать на подшипниках качения или во всяком

случае обеспечивать, чтобы диаметры шеек валов в подшипниках скольжения были заметно меньше диаметров начальных окружностей шестерен.

В коробках скоростей передаточные числа принимаются равными некоторым степеням от стандартных значений знаменателя прогрессии нормального ряда чисел оборотов.

Ширины зубьев колес коробок скоростей при обычных расстояниях между опорами валов в коробках скоростей выбираются

$$(6 \div 10)t \text{ или } (0,15 \div 0,25)A,$$

где t — модуль, A — расстояние между осями колес, а при малых расстояниях между опорами валов, жестких валах и точных расточках $(10 \div 15)t$ или $(0,25 \div 0,35)A$; в пределе, при наиболее благоприятных условиях для прямозубых колес — $25t$, для косозубых — $40t$.

Подбор материала производится в соответствии с условиями работы и допустимыми габаритами передачи.

Применение чугуна ограничивается медленно вращающимися венцами больших диаметров, сменными колесами в механизмах подачи и относительно медленно вращающимися колесами механизмов подачи и управления. Окружная скорость для чугунных колес обычно до $3—5$ м/сек, для специальных чугунов этот предел может быть несколько повышен. Применяемый модуль не менее $1,5—2$.

Основными марками чугунов для зубчатых колес являются СЧ-32, СЧ-40 и СЧ-48.

Повышенная износоустойчивость может быть достигнута применением легированных чугунов, а также термообработкой.

Стали термические необработанные (Ст. 5, 6, 45) применяются только для медленно вращающихся преимущественно неотвественных колес. Следует для сцепляющихся напряженных колес применять стали разных твердостей.

Улучшаемые до твердости $H_B = 250—300$ стали (с термообработкой до нарезания зубьев) широко применяются в случаях, когда на передачи не накладываются очень жесткие условия в отношении габаритов. Основными материалами из числа улучшаемых сталей в станкостроении, как известно, является сталь 45, а при повышенных нагрузках — сталь 40Х.

Закаливаемые стали и стали цементируемые и закаливаемые применяются при необходимости получения малых габаритов передачи. Они дают особенно большую экономию в габаритах колес при сильно переменном режиме работы передач, когда максимальная нагрузка встречается сравнительно редко, как это имеет место, например, в универсальных станках.

Наиболее стойкими, как известно, являются зубчатые колеса цементированные. Основными марками закаливаемых сталей для зубчатых колес станков являются 40Х, 45 и 50Г2, цементируемых и закаливаемых — 20Х, а при особенно больших нагрузках 18ХГМ.

Текстолиновые колеса применяются в быстроходных передачах, в которых трудно осуществить точную установку сопряженных

колес, в частности в передачах от электродвигателя к станку. Текстолитовые колеса применяются в паре с металлическими, которые должны иметь твердость $H_B \geq 220$.

Расчет зубчатых колес производится на усталость поверхностных слоев зубьев по контактным напряжениям и на усталость зубьев по напряжениям изгиба¹.

Расчет относительно тихоходных колес, работающих в условиях несовершенной смазки, у которых явления питтинга не наблюдаются (реечные шестерни и т. д.), производится только на изгиб.

Повреждение рабочих поверхностей зубьев происходит от ряда факторов: поверхностной усталости, абразивного износа, задиров при мгновенном разрушении масляной пленки, образования трещин теплового или технологического происхождения, отслаивания цементированного слоя и т. д. Однако при нормальных условиях изготовления и работы смазываемых колес ограничение удельных давлений из расчета на усталость обычно обеспечивает в целом долговечность рабочих поверхностей.

Так как при конструировании станков обычно числа зубьев выбираются заранее и все размеры зубьев, включая и ширину, определяются в функции от модуля, то основной конструкторский расчет ниже дается в форме определения модуля. Конструктор должен выбрать большее из получившихся значений модуля по расчету зубьев на изгиб и по расчету поверхностных слоев².

Дополнительно дается форма расчета, применимая тогда, когда конструктор не связан выбранными заранее числами зубьев.

Обычно размеры зубчатых передач лимитируются стойкостью поверхностных слоев зубьев.

Приводимые ниже формулы расчета зубьев на усталость поверхностных слоев представляют собой формулы Герца для сжатия цилиндров, в которых подставлены численные значения модулей упругости, а сжимающая сила и радиусы кривизны рабочих поверхностей соответственно выражены через мощность, число оборотов, модуль, числа зубьев, передаточные отношения и т. д.

Формулы расчета на изгиб представлены в общепринятой форме, согласно которой учет концентрации напряжений производится соответственным выбором допускаемых напряжений.

В приводимых ниже формулах приняты следующие обозначения:

¹ Здесь принят ряд основных положений из расчета зубчатых и червячных передач Бюро редукторостроения ЦНИИТМАШ, разработанного А. И. Петрусевичем [49, 51], который является наиболее научно обоснованным.

² Если модуль из расчета поверхностных слоев получился существенно больше, чем из расчета на изгиб, то это указывает на возможность увеличения числа зубьев без увеличения габаритов передачи (за счет соответственного уменьшения модуля). Последнее следует из того, что допустимая поверхностными слоями нагрузка (при выбранном материале и форме зуба) определяется шириной и диаметрами колес и при сохранении постоянных диаметров колес и ширины не уменьшается от уменьшения модуля.

- N л. с. — номинальная передаваемая мощность;
- n об/мин — число оборотов шестерни (малого колеса); для универсальных станков под n понимается минимальное число оборотов шестерни, при котором передается полная мощность;
- P кг — окружное усилие на зубьях;
- i — передаточное число, понимаемое как отношение числа зубьев колеса к числу зубьев шестерни, т. е. всегда большее единицы;
- m мм — модуль;
- b мм — ширина колес;
- z — число зубьев шестерни;
- A мм — расстояние между осями;
- ψ — отношение ширины зуба к модулю;
- y — коэффициент формы зуба (см. табл. 15 и соответствующий текст);
- $\sigma_{доп} \text{ кг/мм}^2$ — допускаемое удельное давление по Герцу (предел поверхностной усталости при 10^7 циклов нагружений, табл. 14);
- R_b кг/мм² — допускаемое напряжение на изгиб (табл. 14);
- $k, k_{изг}$ — коэффициенты долговечности (учитывающие срок службы и переменность режима работы) соответственно для расчета поверхностных слоев и для расчета на изгиб (см. ниже); при расчете передач, работающих при более или менее постоянной нагрузке (за исключением очень тихоходных) и за исключением расчета поверхностных слоев закаленных колес, коэффициенты долговечности могут приниматься равными единице;
- k_v — скоростной коэффициент, см. ниже; k_v принимается равным единице при окружной скорости меньше 1 м/сек; для косозубых и шевронных колес, у которых подъем зуба на ширине колеса не меньше 0,75—0,8 от торцевого шага при изготовлении по второму классу точности и окружной скорости $v < 15$ м/сек, k_v можно принимать 0,9—1.

Расчетные формулы для стальных прямозубых колес

Модуль из расчета поверхностных слоев $m_{пов}$ и из расчета на изгиб $m_{изг}$ (при проектировании новых передач)

$$m_{пов} = \sqrt[3]{\frac{i \pm 1}{i \psi} \left(\frac{180\,000}{z \sigma_{доп}} \right)^2 \frac{N k}{n k_v}} \text{ мм};$$

$$m_{изг} = 10 \sqrt[3]{\frac{455}{z \psi y R_b} \frac{N k_{изг}}{n k_v}} \text{ мм}.$$

Ширина из расчета поверхностных слоев $b_{пов}$ и из расчета

на изгиб $b_{\text{изг}}$ (при проектировании новых передач в случаях, когда модуль заранее задан)

$$b = \frac{i \pm 1}{i} \left(\frac{180\,000}{z \sigma_{\text{доп}}} m \right)^2 \frac{N}{n} \frac{k}{k_v} \text{ мм};$$

$$b_{\text{изг}} = \frac{455\,000}{m^2 z y R_b} \frac{N}{n} \frac{k_{\text{изг}}}{k_v} \text{ мм}.$$

Проверка удельных давлений на рабочих поверхностях и напряжений изгиба¹

$$\sigma = \frac{180\,000}{z m} \sqrt{\frac{i \pm 1}{i b} \frac{N}{n} \frac{k}{k_v}} \leq \sigma_{\text{доп}} \text{ кг/мм}^2;$$

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{455\,000}{m^2 b z y} \frac{N}{n} \frac{k_{\text{изг}}}{k_v} \leq R_b \text{ кг/мм}^2.$$

Для чугунных колес ($E = 10^4 \text{ кг/мм}^2$) в формулы расчета поверхностных слоев вместо коэффициента 180 000 следует подставлять коэффициент 125 000, а для стальной шестерни и чугунного колеса 150 000.

Знак $+$ в формулах соответствует наружному зацеплению, знак $-$ внутреннему зацеплению.

Для передач, систематически подверженных значительным динамическим нагрузкам, дополнительно вводится в качестве множителя при мощности или нагрузке коэффициент перегрузок.

Для колес, сидящих вблизи опор на нежестких валах, дополнительно вводится также в качестве множителя при мощности или нагрузке коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба, принимаемый равным 1,2 или более точно подсчитываемый по специальным формулам [49].

Если задан крутящий момент на ведущем валу $M \text{ кгсм}$, то в формулы следует подставлять $\frac{N}{n} = \frac{M}{71\,620}$.

Приведенные выше расчетные формулы справедливы также для косозубых колес, если под m ($m_{\text{пов}}$, $m_{\text{изг}}$) понимать нормальный модуль, а вместо z в формулы подставлять условное число зубьев $\frac{z}{\cos \beta}$, где β — угол наклона зубьев.

У косозубых колес неравномерное распределение давления по длине контактных линий за счет неравномерного износа в разных точках профиля компенсируется увеличением радиусов кривизны рабочих поверхностей и общей длины контактных линий. Это справедливо при условии чистой смазки, в противном случае для закаленных колес допускаемые удельные давления понижаются.

¹ Благодаря введению в формулы коэффициентов долговечности эти удельные давления и напряжения являются приведенными. Фактические удельные давления и напряжения можно подсчитать, приняв коэффициент долговечности равным единице.

Для конических передач расчет ведется по модулю на половине ширины зуба $m_{ср}$. Модуль на дополнительном конусе больше $m_{ср}$ в

$$\frac{L}{L-0,5b} = 1 + \frac{\psi}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}},$$

где L — конусное расстояние;
 b — ширина колеса;

$\psi = \frac{b}{m_{ср}}$ — относительная ширина;

z_1 и z_2 — числа зубьев.

Приведенные обозначения указывают, что расчет на изгиб ведется по шестерне. Если колесо выполнено из более слабого, чем шестерня, материала, для которого допускаемое напряжение на изгиб меньше допускаемого напряжения для шестерни, умноженного на отношение коэффициентов формы зуба шестерни и колеса (а в общем случае также на отношение коэффициентов долговечности), то расчет должен вестись по колесу и, следовательно, в формулы расчета на изгиб вместо n , z и y надо подставлять соответственные данные для колеса.

Ниже дополнительно приводится форма расчета, обеспечивающая одинаковое использование материала колес по стойкости поверхностных слоев зубьев и по прочности зубьев на изгиб, применимая в случаях, когда числа зубьев не заданы заранее. По этому расчету расстояние между осями колес (или диаметры колес) и ширины определяются из расчета на усталость поверхностных слоев, а модуль — из условия прочности.

Расстояние между осями для стальных колес

$$A = (i \pm 1) \sqrt[3]{\frac{(90\,000)^2}{\sigma_{доп}} \frac{1}{i} \frac{N}{n} \frac{k}{k_v}} \text{ мм.}$$

Модуль при выбранном расстоянии между осями A

$$m = \sqrt{\frac{228\,000 (i \pm 1)}{A y R_b \psi} \frac{N}{n} \frac{k}{k_v}} \text{ мм.}$$

Для чугунных колес ($E = 10^4 \text{ кг/мм}^2$) в формулу для A вместо коэффициента 90 000 следует подставить 62 000. Обозначения, правила знаков, учет неравномерности нагрузки и т. д. — те же, что указаны выше.

Приведенные в таблице допускаемые напряжения изгиба относятся к основному для станкостроения расчетному случаю, когда колеса систематически передают нагрузку только в одну сторону.

Для зубьев колес, систематически работающих под нагрузкой в обе стороны (строгальные станки), допускаемые напряжения следует выбирать по формуле $R_b = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma n}$, или приблизительно $\frac{\sigma_b}{4K_\sigma}$, где σ_{-1} — предел усталости при знакопеременном

Допускаемые напряжения для зубьев колес 1

Материалы	Расчетные значения механических характеристик			Допускаемые напряжения для зубьев прямоугольных колес наибольшие	
	σ_b в кг/мм ²	σ_s в кг/мм ²	H_B, R_C	R_b в кг/мм ²	$\sigma_{доп}$ в кг/мм ²
Сталь 45-Н (нормализованная) и сталь 6 . . .	60—75	≥ 34	$H_B = 170—217$	13	45
Сталь 45-У (улучшенная)	75—90	42—52	$H_B = 220—250$	17	60
Сталь 45-В42 (закаленная)	> 100	> 75	$R_C = 38—46$	26	100
Сталь 50Г2-М30 (закаленная)	95—110	70—85	$R_C = 28—33$	24	80
Сталь 40Х-У (улучшенная)	80—100	63—80	$H_B = 230—260$	22	65
Сталь 40Х-М39 (закаленная)	110—135	90—105	$R_C = 35—42$	30	100
Сталь 40Х-М48 (закаленная)	150—165	130—140	$R_C = 45—50$	38	135
Сталь 20Х-М59 (цементированная)	> 90	> 65	$R_C = 56—62$	32	165
Сталь 12ХН3-М59 (цементированная)	> 90	> 65	$R_C = 56—62$	35	170
Сталь 18ХГМ-М59 (цементированная)	110	100	$R_C = 56—62$	40	170
Чугун СЧ-32	15	—	$H_B = 160—229$	5	50
СЧ-40	21	—	$H_B = 170—241$	6	60
СЧ-48	28	—	$H_B = 170—241$	7,5	75
Текстолит	—	—		4,2	—

изгибе, n — коэффициент безопасности, который обычно принимается равным 2, K_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений, который принимается для нормализованных и улучшенных колес 1,8, для закаленных до значительной твердости колес — 2, для цементованных при условии цементации выкружек и для чугунных — 1,2.

Допускаемые удельные давления, по Герцу, приняты равными пределам поверхностной усталости (для закаленных сталей, отнесенным к 10^7 циклов). В станкостроении эти удельные давления все же иногда превышаются без появления прогрессирующего питтинга, что, повидимому, связано с наличием износа.

Для косозубых и конических колес коэффициент y определяется по приведенному числу зубьев z ; для косозубых цилиндрических колес $z_i = \frac{z}{\cos^3 \beta}$, для прямоугольных конических колес $z_i = \frac{z}{\cos^2 \gamma}$,

¹ Допустимо также пользование таблицей удельных давлений по Бакинскому [40,57], где удельные давления даны в зависимости от твердости обоих совместно работающих колес.

для косозубых конических $z_i = \frac{z}{\cos \gamma \cos^2 \beta}$, где β — угол наклона зуба; γ — угол наклона начального конуса.

Для косозубых колес, у которых подъем зуба на ширине колеса составляет не менее 75—80% от торцевого шага, учитывая увеличенную общую длину контактных линий зубьев, обеспечиваемую приработкой и наклоном контактных линий по высоте зубьев, коэффициент формы зуба может быть увеличен в отношении $(0,9+1) \epsilon_s$, где ϵ_s — продолжительность зацепления в торцевом сечении¹, т. е. на 40—50%.

Таблица 15

Коэффициенты формы зуба у при нормальном зацеплении² ($\alpha = 20^\circ$, $h = 2,2 m$)

z	y	z	y
14	0,088	27	0,111
15	0,092	30	0,114
16	0,094	34	0,118
17	0,096	38	0,122
18	0,098	43	0,126
19	0,100	50	0,130
20	0,102	60	0,134
21	0,104	75	0,138
23	0,106	100	0,142
25	0,108	150	0,146
		300	0,150
		Рейка	0,154

Для прямозубых колес и косозубых, за исключением указанных выше, II класса точности, коэффициент формы зуба также может быть увеличен за счет участия в работе второй пары зубьев до $0,8 \epsilon$, где ϵ — продолжительность зацепления, т. е. на 20—30%.

Для колес I класса точности, а также для закаленных колес II класса точности, у которых благодаря большим нагрузкам имеют место значительные деформации зубьев, коэффициент формы зуба может быть увеличен до значений, определяемых из условия, что опасным моментом зацепления является момент, когда теоретически начинает работать одна пара зубьев, т. е. по графику фиг. 17, взятому из Британского стандарта на обработанные зубчатые колеса [52].

При использовании расчета на изгиб в качестве условного расчета для определения размеров передачи без последующей проверки поверхностных слоев следует пользоваться для всех случаев табличными значениями коэффициента формы зуба.

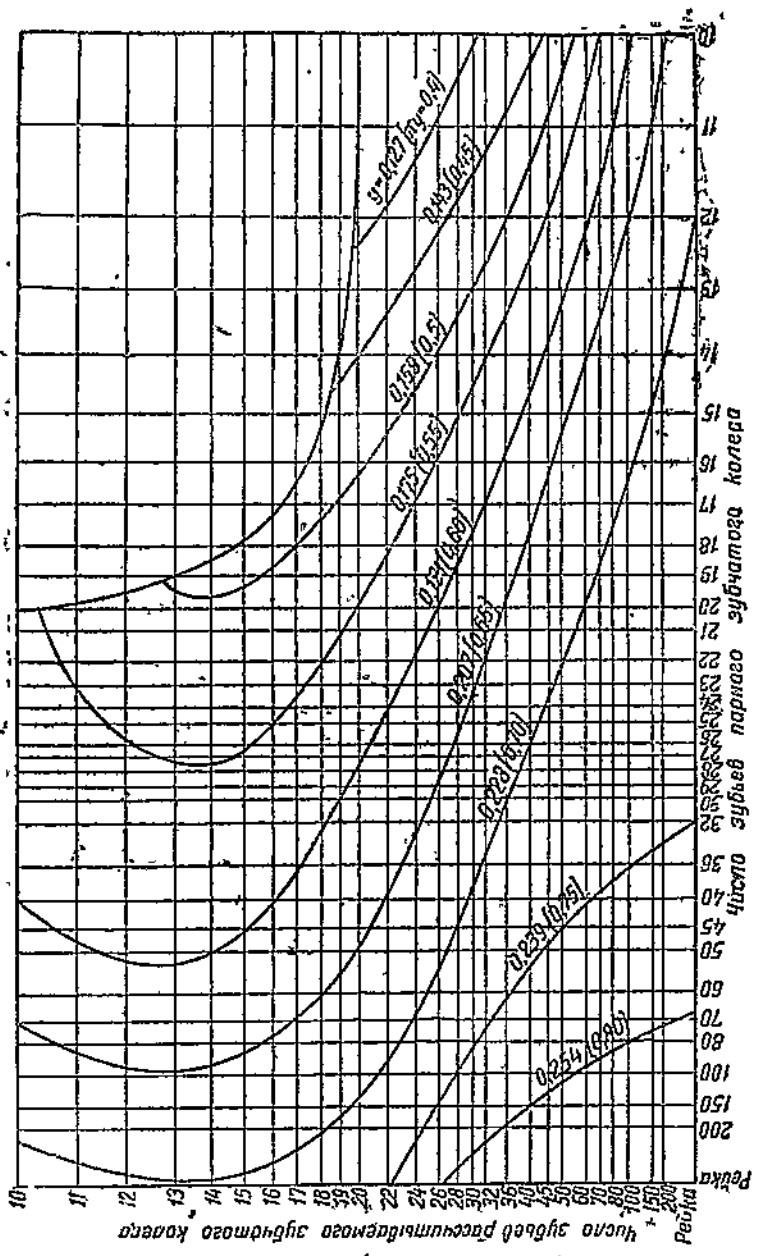
Общую формулу для коэффициента долговечности см. выше, стр. 8.

Практически для расчета поверхностных слоев шестерен короб скоростей удобно пользоваться следующей формулой [53]:

$$k = k_N k_n \sqrt[3]{\frac{60 T n}{10^7}}$$

¹ Обычно $\epsilon_s = 1,5 - 1,7$.

² Благодаря отклонению суммарной силы на зуб от нормали к поверхности зуба действительные напряжения изгиба для зубьев ведущих шестерен несколько больше, чем расчетные по приведенным значениям коэффициентов у, а для ведомых колес несколько меньше. Однако разница в напряжениях невелика.



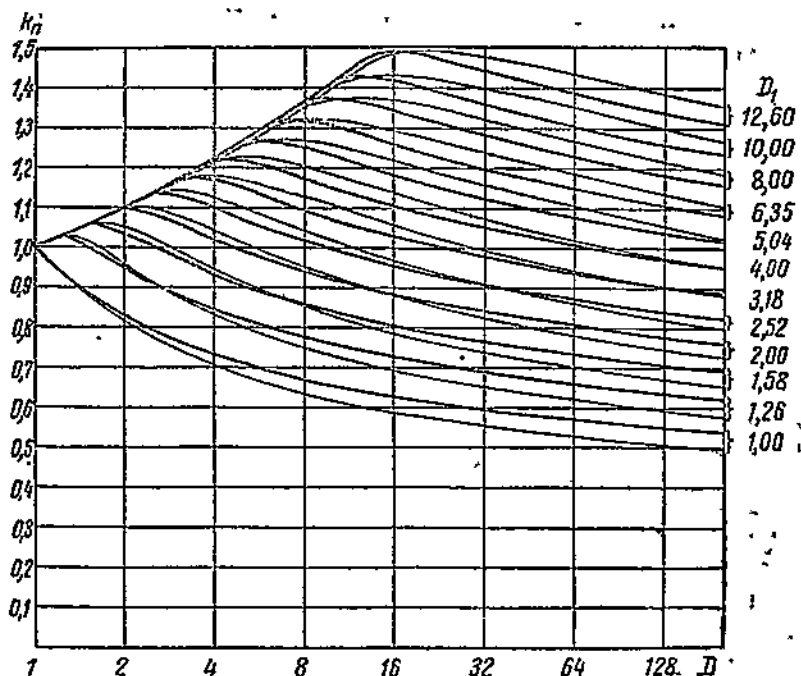
Фиг. 17. График для определения коэффициента формы зубьев у для точных колес (в скобках даны значения x)

где T — общее расчетное время работы передачи в часах;

n — минимальное число оборотов рассчитываемого колеса в минуту;

10^7 — базовое число циклов нагружений, при котором приводятся значения предела усталости;

k_N — коэффициент, характеризующий предполагаемое изменение мощности: а) при постоянном использовании полной мощности $k_N = 1$; б) при одинаковом времени работы с каждым значением мощности от половины до полной расчетной мощности (основной расчетный случай для универсальных и производственных станков) $k_N = 0,78$; в) при одинаковом времени работы с каждым значением мощности от нуля до полной расчетной мощности (расчетный случай для широко универсальных станков) $k_N = 0,63$;

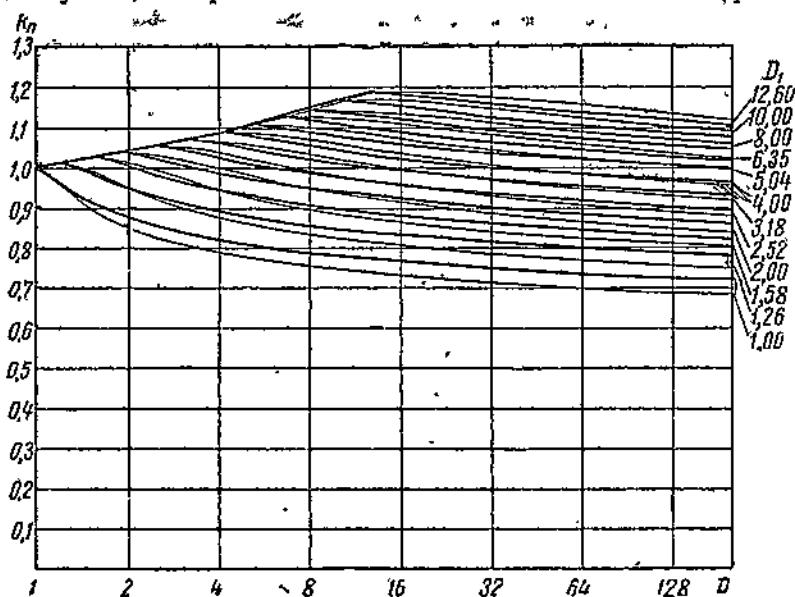


Фиг. 18. График для определения коэффициента k_n при расчете поверхностных слоев зубьев колес в коробках скоростей. Жирные кривые соответствуют предположению одинакового времени работы на всех ступенях чисел оборотов; тонкие — предположению распределения времени работы по параболическому закону; D — общий диапазон регулирования чисел оборотов передачи; D_1 — диапазон регулирования чисел оборотов с постоянным моментом

k_n — коэффициент, характеризующий работу передачи на разных числах оборотов при использовании полной мощности электродвигателя или мощности, допускаемой механизмом. Коэффициент k_n можно брать по графику (фиг. 18) в зависимости от диапазона чисел оборотов рассчитываемого

Многоколеса $D = \frac{n_{\max}}{n_{\min}}$, предполагая одинаковое время работы на каждой ступени чисел оборотов (т. е. по нижней жирной кривой графика).

Для постоянно работающей шпиндельной передачи и других связанных со шпинделем постоянным отношением передач коэффициент k_n следует выбирать не только в зависимости от общего диапазона регулирования передачи D , но и от диапазона $D_1 = \frac{n}{n_{\min}}$, в котором полная мощность электродвигателя не используется, а ограничивается постоянным моментом (фиг. 18).



Фиг. 19. График для определения коэффициента k_n при расчете на изгиб зубьев колес в коробках скоростей. Жирные кривые соответствуют предположению одинакового времени работы на всех ступенях чисел оборотов; тонкие — предположению распределения времени работы по параболическому закону; D — общий диапазон регулирования чисел оборотов передачи; D_1 — диапазон регулирования чисел оборотов с постоянным моментом

При этом можно пользоваться параболическим законом распределения времени работ на разных ступенях чисел оборотов с отношением времени работы на крайних числах оборотов к времени работы на средних $0,5^1$ (тонкие кривые графика фиг. 18).

Для определения коэффициента долговечности по изгибу зубьев шестерен можно пользоваться предыдущей формулой с той лишь разницей, что показатель корня следует принимать равным 9, вместо 10^7 в знаменателе под корнем подставлять $2 \cdot 10^6$, значения коэффициента k_n брать по фиг. 19 и, наконец, значения

¹ График построен для $\varphi = 1,26$, но он применим при очень небольшой погрешности и для других φ .

коэффициента k_N принимать соответственно: а) при постоянном использовании полной мощности 1,0; б) при одинаковом времени работы с каждым значением мощности от половины до полной расчетной мощности 0,84; в) при одинаковом времени работы с каждым значением мощности от нуля до полной расчетной мощности 0,78. В первом приближении $k_{изг}$ можно принимать равным единице.

Следует иметь в виду, что значения k_n по графикам фиг. 18 и 19 получаются несколько преуменьшенными, так как последние не учитывают повышенного влияния динамической нагрузки на зубья при высоких числах оборотов. Поэтому для быстроходных коробок скоростей значения k_n следует несколько повышать.

Общее расчетное время работы передачи в часах целесообразно принимать для станков широкого назначения 10 000—12 000 час. Для передач универсальных станков, работающих поочередно, это время может быть уменьшено в отношении общего числа ступеней чисел оборотов станка, деленного на число ступеней, в которых участвует данная передача. Желательно при этом введение коэффициента возможной неравномерности времени работы передач, равного 1,3—1,6.

Коэффициент долговечности по изгибу, а также при незакаленных зубьях коэффициент долговечности для поверхностных слоев, если они по расчету получаются большие единицы (как у большинства шестерен коробок скоростей станков, за исключением тихоходных и работающих с сильно переменным режимом), следует принимать равными единице.

Минимальные допустимые значения коэффициентов долговечности следует принимать для расчета поверхностных слоев 0,4, а для расчета на изгиб—0,6.

Скоростной коэффициент для прямозубых стальных колес определяется на основе следующей зависимости для окружной слагающей силы удара зубьев, отнесенной к 1 мм ширины [51]:

$$U = 0,025 v \sqrt{\frac{AA}{i}} \text{ кг/мм},$$

где v м/сек — окружная скорость;

Δ микрон — ошибка в шаге колес (табл. 16);

A мм — расстояние между осями колес.

Для поперечных расчетов ответственных напряженных колес при известной окружной силе P на зубьях скоростной коэффициент подсчитывается по формуле:

$$k_v = \frac{P}{P + Ub}.$$

При расчетах вновь проектируемых передач, а также при проверочных расчетах удобно пользоваться скоростным коэффициентом, определяемым по приближенной формуле:

$$k_v = 1 - \frac{n_{\tau} k}{1000},$$

где n_T — число оборотов тихоходного колеса;

a — коэффициент по табл. 17;

k — коэффициент долговечности, который в первом приближении подставляется равным единице.

Если по расчету k_v получается меньше 0,5, то это указывает на целесообразность повышения точности изготовления

Таблица 16

Ошибки в шаге зубчатых колес Δ микрон			
Модуль в мм	Классы точности		
	I	II	III
До 2,25	11	17	28
2,25—4	11	21	35
4—8	14	25	42
6—8	14	28	50
8—10	17	28	56
10—14	—	35	64
14—20	—	42	85

колес, повышения качества материала и т. д.

При пользовании для ориентировочных расчетов прямозубых колес скоростным коэффициентом по формуле Барта $k_v = \frac{c}{v+c}$, где v — окружная скорость в м/сек, величину c обычно выбирают для стальных шестерен II класса точности равной 6, повышая ее

Таблица 17

Значение коэффициента a в формуле для скоростного коэффициента¹

Расстояние между осями A^* в мм			Допускаемые удельные давления по Герцу в кг/мм ²							
I класс точности	II класс точности	III класс точности	40	60	80	100	120	140	160	180
180	100	—	2,07	0,92	0,52	0,33	0,23	0,17	0,12	0,10
360	200	120	2,94	1,30	0,74	0,47	0,33	0,24	0,18	0,14
540	300	180	3,69	1,60	0,90	0,58	0,40	0,29	0,22	0,18
	400	240	4,15	1,85	1,04	0,66	0,46	0,34	0,26	0,20
	500	300	4,65	2,06	1,16	0,74	0,52	0,38	0,29	0,23
	600	360	5,09	2,26	1,27	0,81	0,56	0,42	0,32	0,25

до 9 для шестерен, закаленных до высокой твердости.

Для текстолитовых колес рекомендуется следующая формула скоростного коэффициента по AGMA:

$$k_v = \frac{4+v}{4(1+v)}$$

В дальнейшем расчет зубчатых колес должен быть сведен к подбору по таблицам по аналогии с подшипниками качения.

Из широко распространенных в отечественном станкостроении и проверенных практикой нормативов расчетов следует указать на данные проф. Кенена, применявшиеся на заводе Шисс-Дефриз. Этот расчет представляет собой обычный расчет

¹ Значения a из таблицы соответствуют модулям от 2,5 до 8 мм.

* Для конических колес вместо A понимается $L - 0,5b$, где L — конусное расстояние.

Слагающие по осям координат сил от зубчатых колес
на оси и валы

Тип колес и расчетный случай	Радиальная слагающая, стремящаяся раздвинуть колеса, P_r	Осевая слагающая P_z
Прямозубые цилиндрические колеса	$P \operatorname{tg}(\alpha \pm \varphi)$	0
Косозубые цилиндрические колеса	$\approx P \frac{\operatorname{tg}(\alpha \pm \varphi)}{\cos \beta}$	$\approx P \operatorname{tg} \beta$
Прямозубые конические колеса	$P \operatorname{tg}(\alpha \pm \varphi) \cos \gamma$	$P \operatorname{tg}(\alpha \pm \varphi) \sin \gamma$
Косозубые конические колеса		
1) Случай, когда нормальная к осевой поверхности зуба составляющая общего усилия на зуб имеет проекцию на ось z положительную (направленную от вершины конуса) . . .	$\approx \frac{P}{\cos \beta} [\operatorname{tg}(\alpha \pm \varphi) \cos \gamma - \sin \beta \sin \gamma]$	$\approx \frac{P}{\cos \beta} [\operatorname{tg}(\alpha \pm \varphi) \sin \gamma + \sin \beta \cos \gamma]$
2) Случай, когда нормальная к осевой поверхности зуба составляющая общего усилия на зуб имеет проекцию на ось z отрицательную (направленную к вершине конуса)	$\approx \frac{P}{\cos \beta} [\operatorname{tg}(\alpha \pm \varphi) \cos \gamma + \sin \beta \sin \gamma]$	$\approx \frac{P}{\cos \beta} [\operatorname{tg}(\alpha \pm \varphi) \sin \gamma - \sin \beta \cos \gamma]$

Здесь P — окружная слагающая усилий на зубья;

α — угол зацепления;

β — угол наклона зубьев;

γ — половина угла делительного конуса конических колес;

φ — угол трения на зубьях, который обычно принимается равным 5° , а для плохо смазываемых тихоходных колес $8,5^\circ$; знаки \pm в формулах перед φ поставлены в связи с тем, что силы трения в полюсе зацепления меняют направление и следует каждый раз выбирать более опасный знак (обычно плюс); при расчетах валов на усталость можно определять номинальные значения сил при $\varphi = 0$ и учитывать влияние сил трения коэффициентом динамичности нагрузки.

на изгиб, основанный на предположении одновременной работы одной пары зубьев (см. выше формулы расчета на изгиб) без введения коэффициента долговечности. Скоростной коэффициент принят равным $k_v = \frac{6}{6+v}$, допускаемые напряжения приняты для хромоникелевых закаленных сталей — 35 кг/мм^2 , для среднеуглеродистых — $13,5 \text{ кг/мм}^2$, для фосфористой бронзы — $7,5 \text{ кг/мм}^2$, для чугуна — $4,5 \text{ кг/мм}^2$. При этом для широкоуниверсальных станков, у которых использование полной мощности на нижних числах оборотов мало вероятно, расчет шпindelной зубчатой передачи и ближних к ней ведется при числах оборотов несколько выше минимальных (по Кенену до 2—3 раз). Это в известной мере заменяет расчет на долговечность.

В литературе можно иногда встретить очень высокие рекомендуемые напряжения изгиба. Следует, однако, иметь в виду, что эти рекомендации обычно соответствуют условным расчетам: завышенным динамическим нагрузкам (по Бакингеу), расчетным формулам для работы одной пары зубьев, когда точность изготовления колес обеспечивает участие второй пары или, наконец, расчету по максимальной нагрузке, действующей очень редко.

Определение сил, действующих от зубчатых колес на валы, см. в табл. 18.

Коррекция зубьев

Коррекция, или улучшение профиля зубьев, применяется главным образом при малых числах зубьев и позволяет устранить их подрезание, увеличить прочность на изгиб, уменьшить удельные давления, износ и т. д.

Коррекция при современных методах изготовления зубчатых колес (на станках, работающих червячным фрезером, гребенкой и т. д.) сводится к отодвиганию средней прямой исходного профиля инструмента от делительной окружности колеса¹ при нарезании; для этого соответственно изменяются диаметры заготовок. Стоимость изготовления скорректированных колес не выше, чем обычных.

Наиболее распространенной в настоящее время является коррекция Кудбаха (DIN 870), как наиболее простая для расчетов; она исходит из условия устранения подрезания зубьев и, следовательно, применима для колес с малыми числами зубьев $z = 7—16$ (начиная с 17 зубьев подрезание зубьев не имеет места; нижнее число зубьев ограничивается условием заострения). Эта коррекция дает сравнительно небольшое исправление профиля; ее можно рекомендовать для нетяжело нагруженных передач.

При сумме зубьев $z_1 + z_2 \geq 34$ Кудбах рекомендует высотную коррекцию, при которой расстояние между осями остается нормальным.

¹ Здесь все данные и формулы, в том числе и относящиеся к коррекции по Бакингеу, предполагают пользование стандартным инструментом с углом зацепления 20° .

Для этого колесо нарезается с отрицательным смещением инструмента (т. е. с приближением к оси заготовки), равным положительному смещению, необходимому для шестерни.

Смещение инструмента в долях от модуля

$$\xi = \frac{17 - z_1}{17}.$$

Диаметры заготовок шестерни и колеса

$$D_1 = m (z_1 + 2 + 2\xi);$$

$$D_2 = m (z_2 + 2 - 2\xi).$$

При $z_1 + z_2 \leq 34$ Кунцбах рекомендует смешанную коррекцию, при которой смещения инструмента для обоих колес определяются независимо и равны соответственно $\xi_1 m$ и $\xi_2 m$, где

$$\xi_1 = \frac{17 - z_1}{17} \text{ и } \xi_2 = \frac{17 - z_2}{17},$$

причем, если $z_2 > 17$, то $\xi_2 < 0$.

Расстояние между осями соответственно увеличивается против нормального на величину ηm , где по Гекелеру

$$\eta = \frac{\xi_1 + \xi_2}{\sqrt[4]{1 + \frac{25(\xi_1 + \xi_2)}{z_1 + z_2}}}.$$

Диаметры заготовок

$$D_1 = m (z_1 + 2 + 2\eta - 2\xi_2);$$

$$D_2 = m (z_2 + 2 + 2\eta - 2\xi_1).$$

Высота зубьев

$$h = m (2,2 - \xi_1 - \xi_2 + \eta).$$

Для более ответственных передач можно рекомендовать смешанную коррекцию по Бакингеу, которая также исходит из условия устранения подрезания, но обеспечивает при этом известный запас.

Коррекция применима для чисел зубьев от 8 до 23.

Смещение инструмента (в долях от модуля) может быть определено по формуле:

$$\xi = \frac{24 - z_1}{30}.$$

Отрицательные смещения не применяются и, начиная с $z = 24$ и выше, $\xi = 0$.

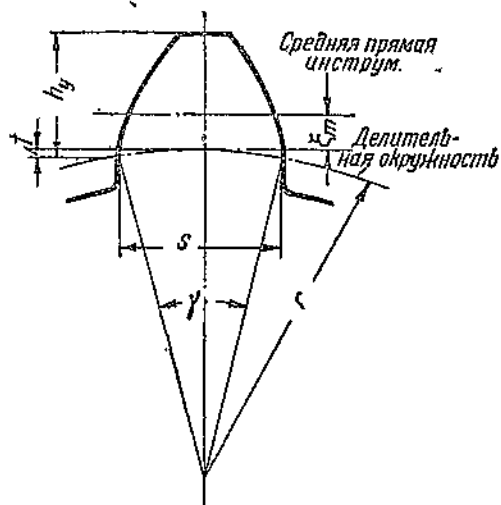
Увеличение расстояния между осями и диаметры заготовок¹ можно определять по приведенным выше приближенным формулам для смешанной коррекции, по Кунцбаху.

¹ В подлиннике Бакингеу дает свою коррекцию в форме таблицы для угла зацепления инструмента в $14,5^\circ$; здесь его формулы пересчитаны для угла зацепления 20° .

В случаях, когда передача должна быть вписана в заданное расстояние между осями L (например, определяемое другими некорригированными передачами, как это часто бывает в коробках скоростей), предварительно вычисляется раздвигание осей против нормального (в долях от модуля):

$$\eta = \frac{l}{m} - \frac{z_1 + z_2}{2}$$

Сумма смещений инструмента (в долях от модуля) может быть определена по приближенной формуле Куцбаха:



Фиг. 20. Профиль зуба

$$\xi_1 + \xi_2 = \eta \sqrt{1 + \frac{14\eta}{z_1 + z_2}}$$

Разбивка суммы смещений может быть сделана различным образом.

При больших передаточных отношениях она часто полностью относится к шестерне, т. е. принимается $\xi_2 = 0$. При передаточных числах, близких к единице, она разбивается пополам.

В промежуточных случаях можно применять промежуточные разбивки [59].

При больших смещениях необходимо проверять, не получается ли заострения зубьев.

Для контроля при изготовлении вычисляются толщина зуба по хорде на делительной окружности и высота, на которую должен быть установлен зубомер.

Толщина зуба по дуге делительной окружности (фиг. 20)

$$s = \frac{\pi m}{2} + 2\% m \operatorname{tg} \alpha_0$$

Толщина зуба по хорде

$$s_x = s - \frac{s}{6} \left(\frac{s}{2r} \right)^2,$$

где

$$r = \frac{mz}{2}$$

Высота стрелки

$$f = 2r \sin^2 \frac{\gamma}{4},$$

где γ — центральный угол, равный $57,3 \frac{s}{r}$ град.

Высота установки гребомера $\frac{D - mz}{2} + f$.

12. Червячные передачи

Червячные передачи широко применяются в качестве редукторов механизмов подачи большинства типов станков, а также применяются для непосредственной передачи вращения шпинделю обычно в сочетании с кинематической схемой, включающей для изменения чисел оборотов шпинделя сменные колеса.

Для ряда узлов, в частности, для привода медленно вращающихся круглых столов, для рабочего вращения распределительных валов автоматов и т. д., червячные передачи являются почти единственным видом привода. Червячные передачи с подающим червяком обеспечивают наиболее точное выключение подачи.

Основными достоинствами червячной передачи, как известно, являются: возможность осуществления в одной паре больших передаточных чисел и плавность вращения. Червячная передача оказывает известное задерживающее действие на распространение колебаний, в частности, червячная передача, поставленная в конце цепи подачи, предотвращает явления скачкообразной подачи и т. д.

Минимальные числа зубьев при однозаходных червяках (в механизмах подачи, где потери в зацеплении не играют существенной роли) 17—18, при двухзаходных червяках из-за условия неподрезания 26—28. Оптимальные числа зубьев для ответственных силовых передач 50—70. Максимальное число зубьев в приводе круглых столов большого диаметра достигает 200—300.

Числа зубьев червячных колес в делительных цепях, из-за условия упрощения формул настройки, выбираются круглыми, разлагающимися на множители.

Число заходов червяков выбирается в соответствии с требуемыми передаточными числами и с необходимым коэффициентом полезного действия. В приводах подачи применяются преимущественно однозаходные передачи, наоборот, в приводах главного движения в цепях обеспечения достаточно высокого к. п. д. число заходов выбирается обычно не менее 2.

Число модулей в диаметре делительной окружности червяка рекомендуется выбирать по табл. 19.

Таблица 19

Рекомендуемые модули m и числа q модулей в диаметре делительной окружности червяков

Модуль m	1,5	2	(2,5)	3	4	(5)	6	8	10	12
q — для насадных червяков	18	18	16	16	14	13	12	11	11	11
q — для цепых червяков.	14	13* ¹	12*	12*	11*	10*	9*	8*	8*	8*

¹ Значения q , отмеченные звездочкой, взяты по ГОСТ 2144-43.

Для улучшения условий образования масляного клина в зацеплении при значительных скоростях скольжения можно приме-

нять небольшое увеличение угла подъема зубьев червячного колеса к оси колеса за счет соответственного поворота, оси червячного фрезера при нарезании, или нарезание колеса фрезером увеличенного диаметра с наклоном его оси, чтобы сохранился расчетный угол подъема зубьев [60].

Материалы колес и червяков выбираются в зависимости от скорости скольжения и допустимых габаритов передачи. Чугунные колеса (СЧ-28, СЧ-32) можно применять при скорости скольжения до 2—2,5 м/сек: при этом лучшими материалами для червяков являются чугун высокой твердости или бронза типа ОФ-10-1. Колеса из алюминиевой бронзы при стальных хорошо полированных червяках, закаленных до высокой твердости $R_c \geq 56$, применяются при высоких нагрузках до скорости скольжения 3,0 м/сек, а при червяках, закаленных до $R_c \geq 45$, до 1,5 м/сек.

Колеса из оловянистой бронзы ОФ-10-1 применяются при высоких скоростях более 2—3 м/сек.

Наиболее стойкими материалами для червячных колес являются бронзы сурьмяноникелевые ($Sb = 7 - 8\%$, $Ni = 1,5 - 2,5\%$) и оловянноникелевые, например ОНФ ($Sn = 10 - 12\%$; $Ni = 1,5\%$; $Pb = 0,25\%$).

Для работы с сырыми червяками наилучшие результаты дают бронзы оловяноцинковые ($Sn = 10\%$; $Pb = 5\%$), а также применяются бронзы типа ОФ-10-1 и вторичные типа ОЦС-6-6-3 и ОЦС-5-7-12.

Расчет червячных передач производится по аналогии с зубчатыми передачами: на усталость поверхностных слоев зубьев и на усталость по изгибу; дополнительно производится тепловой расчет¹.

Предполагается, что червяк цилиндрический и имеет твердость более высокую, чем червячное колесо, передача выполнена с достаточной точностью и необходимой отделкой рабочих поверхностей и нормально смазывается.

Ниже принимаются следующие обозначения:

- $N_{л.с.}$ — номинальная мощность на червячном колесе;
- n — число оборотов червячного колеса (для универсальных станков под n понимается минимальное число оборотов в минуту, при котором передается полная мощность);
- m мм — модуль передачи;
- Z — число зубьев колеса;

¹ Здесь приняты основные положения из расчета червячных передач Бюро редукторостроения ЦНИИТМАШ (А. И. Петрусевич: „Вестник машиностроения“, 1942, № 2—4).

В станкостроении и в ряде других отраслей машиностроения широко применяется для ответственных передач расчет по Британскому стандарту. Этот расчет также является вполне современным.

- q — число модулей в диаметре делительной окружности червяка;
- d_1 и d_2 мм — диаметры делительных окружностей червяка и колеса;
- λ — угол подъема витков червяка по делительному цилиндру;
- γ — угол охвата червяка в градусах (фиг. 21);
- y — коэффициент формы зуба см. табл. 15, значения из которой для передач II класса точности, учитывая совместную работу двух пар зубьев и повышенную прочность дугового зуба, могут быть увеличены в 1,5 раза (при использовании расчета на изгиб в качестве условного расчета для определения размеров передачи без последующей проверки поверхностных слоев следует пользоваться табличными значениями y);
- $\sigma_{\text{доп}}$ кг/мм² — допускаемое удельное давление по Герцу (табл. 20, 21);
- k , $k_{\text{изг}}$ — коэффициенты долговечности (учитывающие срок службы и переменность режима работы) соответственно для расчета поверхностных слоев и для расчета на изгиб; так как при чугунных и твердых бронзовых колесах допускаемые удельные давления лимитируются не усталостью, а заеданиями, то коэффициент долговечности поверхностных слоев для этих материалов принимается равным единице;
- k_v — скоростной коэффициент, который в зависимости от качества изготовления и скорости принимается 0,9—1.

Расчетные формулы

Модуль из расчета поверхностных слоев и из расчета на изгиб:

$$m_{\text{пов}} = \sqrt[3]{\left(\frac{130\,000}{Z \sigma_{\text{доп}}}\right)^2 \frac{1}{\gamma q} \frac{N k}{n k_v}} \text{ мм};$$

$$m_{\text{изг}} = 10 \sqrt[3]{\frac{520}{Z q y R_b} \frac{N k_{\text{изг}}}{n k_v}} \text{ мм}.$$

Проверка удельных давлений на рабочих поверхностях σ и напряжений изгиба $\sigma_{\text{изг}}$

$$\sigma = \frac{130\,000}{d_2} \sqrt{\frac{1}{d_1} \frac{N k}{\gamma n k_v}} \text{ кг/мм}^2;$$

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{520\,000}{Z m^3 q y R_b} \frac{N k_{\text{изг}}}{n k_v} \text{ кг/мм}^2.$$

Для передач, систематически подверженных значительным динамическим нагрузкам, дополнительно вводится в качестве множителя при мощности или нагрузке коэффициент перегрузок.

При нежестких червяках дополнительно вводится (также в качестве множителя при мощности) коэффициент неравномерности распределения нагрузки (концентрации) по длине зуба (определение см. ниже) стр. 64.

Таблица 20

Допускаемые напряжения для зубьев червячных колес¹ в кг/мм² [50]

Материал	Механические характеристики			Допускаемые напряжения изгиба R_b в кг/мм ²	Допускаемые удельные давления $\sigma_{доп}$ кг/мм ²	
	σ_b в кг/мм ²	σ_c в кг/мм ²	$\sigma_{б изг}$ в кг/мм ²		червяк $R_c < 40$	червяк $R_c > 40$
Бронза ОФ10-1, отливка в землю	18	10	—	5	13	16
Бронза ОФ10-1, отливка в кокиль	26	15	—	7	19	23
Бронза ОНФ-10, центробежная отливка	29	17	—	8	21	25
Бронза БАЗ-9-4, отливка в землю	40	20	—	10	—	—
Чугун СЧ-28	—	—	28	4	см.	см.
" СЧ-40	—	—	40	6	табл. 21	табл. 21

Таблица 21

Допускаемые удельные давления для чугунных (СЧ-28 или СЧ-32) червячных колес в кг/мм² [50]

Материал червяка	Скорость скольжения в м/сек					
	0	0,25	0,5	1	2	3
Чугун СЧ-32, СЧ-36 или СЧ-40	22	20	19	17	14	10
Цементированная сталь	19	16	13	11	9	—
Сталь 6, 45	17	14	12	10	7	—

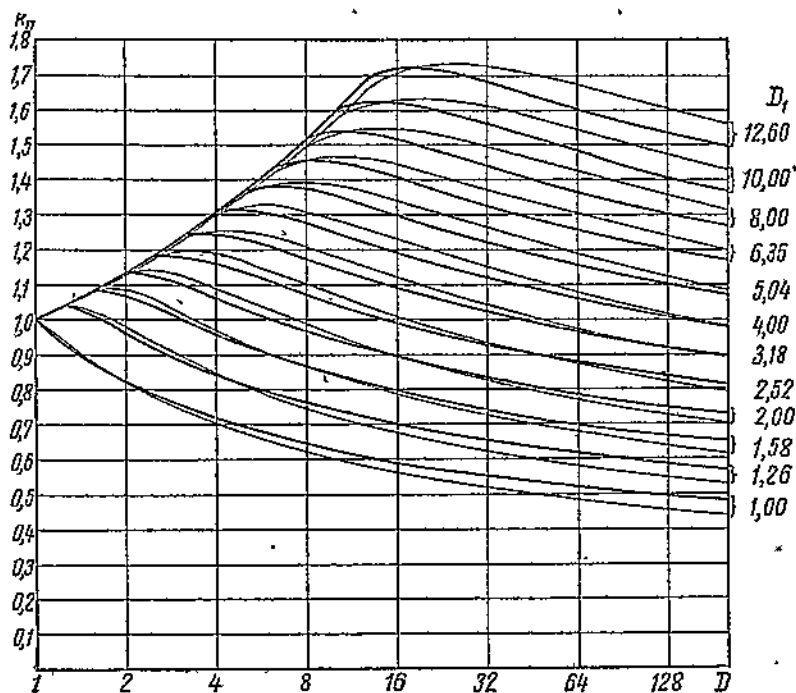
Общую формулу для коэффициента долговечности см. выше. Для расчета поверхностных слоев шпиндельных червячных передач универсальных станков удобно пользоваться следующей формулой:

$$k = k_N k_n \sqrt[4]{\frac{60Tn}{10^7}}$$

где T — общее требуемое время работы в часах;

¹ Допускаемые напряжения изгиба в таблице приведены для основного расчетного случая, когда колеса систематически передают нагрузку только в одну сторону. Для колес, предназначенных передавать нагрузку в обе стороны, изготовленных из бронзы $R_b = 0,2 \sigma_b$, а изготовленных из чугуна $R_b = 0,1 \sigma_{б изг}$.

- n — минимальное число оборотов червячного колеса в минуту, при котором передается полная мощность (в случаях, когда опасным звеном является червяк, например при изготовлении его из бронзы, под n следует понимать минимальное число оборотов червяка);
- k_N — коэффициент, характеризующий предполагаемое изменение мощности: а) при постоянном использовании полной мощности $k_N = 1$; б) при одинаковом времени работы с каждым значением мощности от половины до полной расчетной мощности (основной расчетный случай для универсальных и производственных станков) $k_N = 0,8$; в) при одинаковом времени работы с каждым значением мощности от нуля до полной расчетной мощности (расчетный случай для широко универсальных станков) $k_N = 0,67$;
- k_n — коэффициент, характеризующий работу передачи на разных числах оборотов при использовании полной мощности электродвигателя или мощности, допускаемой механизмом; коэффициент k_n берется из графика фиг. 22 по аналогии с зубчатыми колесами.



Фиг. 22. График для определения коэффициента k_n при расчете поверхностных слоев червячных передач, работающих при числах оборотов, расположенных по геометрическому ряду. Жирные кривые соответствуют предположению одинакового времени работы на всех ступенях чисел оборотов; тонкие — предположению распределения времени работы по параболическому закону; D — общий диапазон регулирования чисел оборотов передачи; D_1 — диапазон регулирования чисел оборотов с постоянным моментом

Коэффициент долговечности по изгибу выбирается, естественно, совершенно так же и с теми же значениями k_m , как и для зубчатых колес, см. выше стр. 52.

Так как для бронз число циклов нагружений, соответствующее достижению длительного предела усталости (т. е. число циклов, при котором усталостная кривая в координатах „напряжение при разрушении — число циклов“ переходит в прямую, параллельную оси абсцисс), значительно больше, чем для сталей, и принимается равным $25 \cdot 10^7$, то максимальные значения коэффициента долговечности (по отношению к пределу усталости, определенному, как обычно, при числе циклов 10^7) ограничивается при расчете поверхностных слоев величиной $\sqrt[3]{25} = 2,2$, а при расчете на изгиб величиной $\sqrt[3]{25} = 1,4$.

Коэффициент неравномерности нагрузки по длине зубьев для большинства червячных передач станков, в которых обычно применяются относительно толстые червяки $q = \frac{d_1}{m} > 12 - 15$, а число зубьев червячного колеса невелико, можно принимать равным единице. Для шпindelных многозаходных передач при тонких червяках коэффициент концентрации нагрузки иногда доходит до 1,25.

При уточненных расчетах коэффициент концентрации нагрузки для червячных передач редукторного типа можно подсчитывать по формуле [50]:

$$k_k = 1 + \left(\frac{Z}{\theta}\right)^3 \left(1 - \frac{M_{cp}}{M_{max}}\right),$$

де Z — число зубьев червячного колеса;

θ — коэффициент деформации червяка (табл 22);

M_{cp} — средний по времени крутящий момент.

Таблица 22

Значения коэффициента деформации червяка θ

Число заходов червяка	Число q модулей в диаметре							
	6	7	8	9	10	11	12	13
1	40	55	72	89	108	127	147	168
2	32	44	57	71	86	102	117	134
3	29	39	51	61	76	89	103	118
4	27	36	47	58	70	82	94	108
5	25	35	44	55	65	77	88	100
6	24	33	42	52	62	73	84	95
7	23,5	32	40	49	58,5	68	78	88,5

Глобoidные передачи, по фирменным данным, могут передавать мощности в 2 раза выше, а усилия в 4 раза выше, чем простые. Это соотношение не распространяется на передачи с малыми передаточными числами, при которых применение глобoidных передач менее эффективно. В связи с большими допускаемыми нагрузками для глобoidных передач особо актуальным является расчет на нагрев.

Коэффициент полезного действия червячной передачи

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \varphi)},$$

где λ — угол подъема витков червяка по делительному цилиндру;
 φ — угол трения (табл. 23).

Таблица 23

Значения угла трения для стальных шлифованных червяков и червячных
 колес из фосфористой бронзы

Скорость скольжения $v_c = \frac{v}{\cos \lambda}$ в м/сек	Угол трения φ	Скорость скольжения $v_c = \frac{v}{\cos \lambda}$ в м/сек	Угол трения φ
0,01	6°20'—6°50'	3,00	1°30'—2°00'
0,10	4°30'—5°10'	4,00	1°20'—1°40'
0,25	3°40'—4°20'	7,00	1°00'—1°30'
0,50	3°10'—3°40'	10,00	1°00'—1°20'
1,00	2°30'—3°10'	15,00	0°50'—1°10'
2,00	2°00'—2°30'		

Нижние значения в таблице следует брать при червяках высокой твердости, шлифованных и полированных, точном изготовлении и сборке передачи и обильной смазке. Приведенные в таблице цифры учитывают потери на трение в опорах передачи, выполненных в виде подшипников качения.

Для чугунных червячных колес угол трения можно принимать от 7° при малых скоростях до 3°30' при больших скоростях.

Количество тепла Q , выделяемое при непрерывной работе червячной передачи

$$Q = 632 N_1 (1 - \eta) \text{ ккал/час},$$

где N_1 л. с. — мощность на ведущем валу;

η — к. п. д. червячной передачи.

Избыточная температура корпуса передачи при непрерывной работе определяется из условия теплового баланса:

$$t_{изб} = \frac{Q}{SK},$$

где S м² — свободная поверхность корпуса червячной передачи;

K — коэффициент теплопередачи, равный для чугунных стенок 10—15 ккал/м² град час в зависимости от циркуляции воздуха.

Максимальная избыточная температура корпуса при относительно частом периодическом чередовании времени работы T_p и холостого времени T_x в часах

$$t_{изб} = \frac{QT_p}{SK(T_p + T_x)} \left[1 + \frac{0,5 T_x SK}{\sigma_1 C_1 + \sigma_2 C_2} \right].$$

Здесь дополнительно обозначено:

- G_1 кг — вес корпуса передачи;
 C_1 ккал/кг град — теплоемкость металла ($C_1 \approx 0,12$);
 G_2 кг — вес масла;
 C_2 — ккал/кг град — теплоемкость масла ($C_2 \approx 0,4-0,5$).

Пользоваться этой формулой допустимо, когда T_x значительно меньше времени остывания, т. е.

$$T_x < \frac{2(G_1 C_1 + G_2 C_2)}{SK}$$

и когда T_p меньше времени, необходимого для достижения корпусом установившейся температуры. Последнее проверяется условием

$$t_{изб} \leq \frac{Q}{SK}.$$

Температура корпуса нормально должна быть не выше 60° . Слагающие по осям координат действующих в зацеплении сил:

а) сила вдоль оси червяка (окружная на колесе)

$$P_y = P \operatorname{ctg}(\lambda + \varphi);$$

б) сила, раздвигающая червяк и колесо,

$$P_z = P \operatorname{tg} \alpha \operatorname{ctg}(\lambda + \varphi);$$

где P — окружная сила на червяке;

α — угол зацепления (обычно $\alpha = 20^\circ$ и $\operatorname{tg} \alpha = 0,364$);

λ — угол подъема витков червяка;

φ — приведенный угол трения (табл. 23).

13. Бесступенчатые фрикционные передачи.

Фрикционные передачи в большинстве случаев применяются для мощности до 20 л. с., хотя в настоящее время существуют передачи до 100 л. с. и выше. Наибольший диапазон регулирования простых бесступенчатых передач с непосредственным касанием рабочих тел (лобовой, типа Прим, типа Вебо) — до 3—4, сдвоенных передач с промежуточным телом (кольцо — Гейнау, лента с колодками — Ривс и др., цепь — ПИВ и т. д.) — до 12—15.

Сила Q прижатия фрикционных тел друг к другу, потребная для передачи окружной силы P , равна:

$$Q = \frac{P}{\mu},$$

где $P = \frac{75N}{v}$;

N л. с. — мощность;

v м/сек — минимальная окружная скорость на рабочих поверхностях, при которой должна передаваться полная мощность;

μ — коэффициент трения, который можно принимать для стали по стали со смазкой — 0,05, для стали по стали или по чугуну всухую — 0,12, для стали по текстолиту или фибре всухую — 0,15 — 0,2, то же по ферроду — 0,3.

Расчет поверхностных слоев производится по Герцу (см. приложение 1). Для конусов расчетные радиусы кривизны в сечениях, нормальных к образующим, равны, как известно, радиусам в нормальных к оси сечениях, деленным на косинусы углов наклона конусов. Эта же зависимость применяется для определения одного из главных радиусов кривизны фрикционных тел по форме торов и т. д.

Допустимые удельные давления см. выше, стр. 6.

При изготовлении фрикционных тел из металла расчетная нагрузка определяется умножением максимальной нагрузки на коэффициент долговечности. Последний при предположении, что опасным звеном, как обычно, является промежуточное тело (кольцо или ролик), поверхности которого работают при всех числах оборотов и подвергаются двум циклам изменения напряжений за один оборот, может быть подсчитан по формуле:

$$k = k_N k_n \sqrt[3]{1,2 \cdot 10^{-6} T n'},$$

где T — общее расчетное время работы передачи в часах;

n' — минимальное число оборотов промежуточного тела;

k_N — коэффициент, характеризующий предполагаемое изменение мощности при эксплуатации передачи (значения k_N — см. расчет поверхностных слоев зубчатых передач);

k_n — коэффициент, характеризующий распределение времени работы на разных числах оборотов, при предположении использования полной мощности приводного двигателя или предельной мощности передачи.

В качестве основного расчетного закона распределения времени работы можно принимать распределение, обратно пропорциональное числам оборотов, которое для ступенчатых коробок скоростей с геометрическим рядом соответствует одинаковому времени работы на каждой ступени чисел оборотов.

В частности, это распределение наиболее соответствует случаю, когда диапазон регулирования передачи составляет часть диапазона регулирования станка.

Для этого закона

$$k_n = \sqrt[3]{\frac{1 - \frac{1}{D^2}}{2 \ln D}},$$

где D — диапазон регулирования чисел оборотов рассчитываемого промежуточного звена

$$D = \sqrt{\frac{n_{\max}}{n_{\min}}};$$

n_{\max} и n_{\min} — предельные числа оборотов ведущего и ведомого валов передачи.

Если в некотором диапазоне чисел оборотов промежуточного звена D_0 передаваемая мощность ограничена постоянным окружным усилием на рабочих телах, то

а) в случае, когда диапазон регулирования передачи равен диапазону регулирования станка,

$$k_n = \sqrt[3]{\frac{1}{2 \ln D} \left(3D_0 - \frac{D_0^3}{D^2} - 2 \right)};$$

б) в случае, когда бесступенчатая передача соединена с двухступенчатой зубчатой передачей,

$$k_n = \sqrt[3]{\frac{1}{4 \ln D} \left[1 - \frac{2}{D^2} + \frac{2}{D_0^2} \left(1,5 - \frac{1}{D_0} \right) \right]}.$$

Диапазон регулирования D_0 может быть определен по формуле:

$$D_0 = \left(\frac{n_0 + n_{\min}}{n_0 + n_1} \right) \frac{n_1}{n_{\min}},$$

где n_0 — число оборотов в минуту ведущего вала;

n_{\min} и n_1 — числа оборотов в минуту ведомого вала, между которыми передаваемая мощность ограничена постоянным окружным усилием.

Для бесступенчатых передач, диапазон регулирования которых равен диапазону регулирования станка, более точные результаты получаются от параболического закона распределения времени в координатах — логарифм чисел оборотов — время работы.

Тогда, принимая для расчета, что время работы на каждом из крайних чисел оборотов в 2 раза меньше, чем на среднем, получаем следующую формулу для случая $D_0 = 1$:

$$k_n = \frac{1}{\ln D} \sqrt[3]{0,6 \left(1 - \frac{1}{D^2} \right) \left\{ 0,5 \ln^2 D + \frac{D^2 + 1}{D^2 - 1} \ln D - 1 \right\}}.$$

Методы расчета на нагрев фрикционных передач, благодаря различию конструктивных форм и разным условиям скольжения у передач разных типов, до сих пор не являются установившимися.

Передачи с жестким стальным кольцом (Гейнау, Крупп и др.) должны быть спроектированы и отрегулированы так, чтобы кольцо само затягивалось и создавало требуемую величину начального нажатия. Из условия равновесия кольца силы, с которыми ведущие и ведомые конусы действуют на кольцо, должны быть равны друг другу и действовать вдоль одной прямой.

В передачах с раздвижными конусами и промежуточным звеном в виде гибкой ленты с колодками лента рассчитывается на изгиб и растяжение, а колодки — на смятие.

Предельное соотношение натяжений ведущей и ведомой ветви ленты определяется по формуле:

$$P_{n+1} = P_1 \left[\frac{\cos \frac{\alpha - \varphi}{2}}{\cos \frac{\alpha + \varphi}{2}} \right]^n,$$

где n — число колодок, контактирующих одновременно с одной парой конусов;

α — угол между двумя смежными колодками;

φ — приведенный угол трения, равный $\frac{\varphi'}{\cos \beta}$;

φ' — действительный угол трения;

β — половина угла конусности.

Увеличивая число колодок до бесконечности, можно перейти от этой формулы к известной формуле Эйлера для натяжения концов гибкой нити.

Для передач с осевым самозатягиванием по типу Транситорк (с клиновым механизмом в виде шариков и канавок переменной глубины) потребный угол подъема канавки подсчитывается из условия получения требуемых сил сжатия фрикционных тел.

IV. ВАЛЫ И ШПИДЕЛИ

14. Валы

Основными критериями, определяющими диаметры валов, являются динамическая прочность и условия нормальной работы передач между валами и подшипников валов.

Расчетные нагрузки ременных, цепных, зубчатых, червячных и фрикционных передач см. в расчетах соответственных передач.

Ответственные тяжело нагруженные валы необходимо рассчитывать на усталость с достаточно точным учетом концентрации напряжений.

В остальных случаях можно приводить приближенный расчет по форме обычного расчета на сложное сопротивление с выбором допускаемых напряжений, учитывающим конфигурацию вала, сидящие на нем детали и т. д. (см., например, табл. 24).

Диаметр d (см) вала в сечении, где номинальные значения изгибающего и крутящего момента равны соответственно M и M_k кгсм, определяется из формулы:

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\sqrt{(mM)^2 + (m_1 M_k)^2}}{\sigma_{-1}/n} \text{ см}^3.$$

Здесь в отличие от обычной формулы расчета валов на сложное сопротивление у изгибающих и крутящих моментов введены коэффициенты m и m_1 , учитывающие концентрацию напряжений в местах резких изменений сечений и цикл изменения напряжений, а также вместо допускаемого напряжения — предел усталости при знакопеременном изгибе с симметричным циклом изменения напряжений σ_{-1} кг/см², деленный на коэффициент безопасности n .

Коэффициенты m и m_1 , на основе эллиптического закона прочности, принимая за исходные две характеристики материалов,—

предел текучести σ_s и предел усталости σ_{-1} , можно представить для стальных валов в следующем виде¹:

$$m = (1 + \psi) K_\tau; \quad m_1 = 0,87 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_s} + \psi_1 K_\tau \right),$$

где K_s и K_τ — динамические (эффективные) коэффициенты концентрации напряжений соответственно изгиба и кручения; ψ и ψ_1 — коэффициенты, характеризующие изменение изгибающего и соответственно крутящего момента (отношение переменных слагаемых моментов к постоянным).

При условии, что переменная слагаемая крутящего момента, как обычно в валах большинства станков, мала по сравнению с постоянной, были предложения определять коэффициент m_1 по следующей условной формуле² (которая приводит к несколько меньшим диаметрам валов):

$$m_1 = 0,87 \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_s} (1 + \psi_1 K_\tau).$$

Эффективные коэффициенты концентрации см. фиг. 23, 24, 25, 26, 27. Для ступенчатых валов с отношением диаметров, не равным отношению, для которого построены графики (фиг. 23, 24), можно пользоваться поправочными коэффициентами ζ по фиг. 25 и определять эффективные коэффициенты концентрации по формуле:

$$K = 1 + \zeta (K_0 - 1),$$

где K_0 — коэффициент концентрации по фиг. 23 и 24.

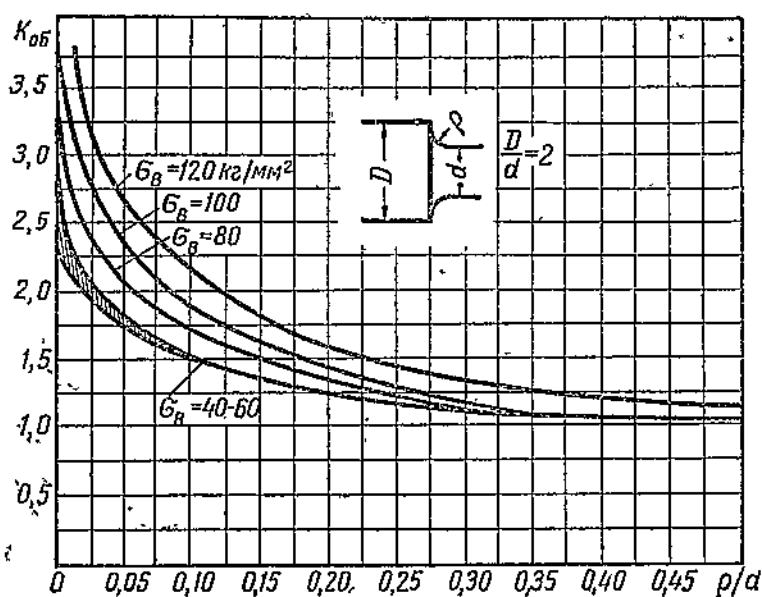
Насадка на валы шестерен, шкивов и т. д. является источником сильной концентрации напряжений. При ступицах с острыми кромками, в соответствии с опытами Лера (над валами диаметром 40 мм), эффективный коэффициент концентрации изгиба следует брать от 2,0 — 2,2 для валов из углеродистых сырых и улучшенных сталей до 3,2 для валов из высокопрочных сталей. При втулках с закругленными кромками (кольца подшипников качения) коэффициент концентрации напряжений можно принимать от 1,8 для валов из углеродистых сталей до 2,4 для валов из высокопрочных сталей.

Расчет шлицевых валов производится по внутреннему диаметру; коэффициенты концентрации напряжений от насадки шесте-

¹ Здесь приняты следующие допущения: так называемый линейный закон Соудерберга, отнесение коэффициента концентрации к переменной слагаемой напряжений и следующие соотношения: $\frac{\tau_s}{\sigma_s} = \frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} = 0,58$ [если известны экспериментальные значения τ_s и τ_{-1} , то $m_1 = \frac{\sigma_{-1}}{2 \tau_s} \left(1 + \psi_1 K_\tau \frac{\tau_s}{\tau_{-1}} \right)$].

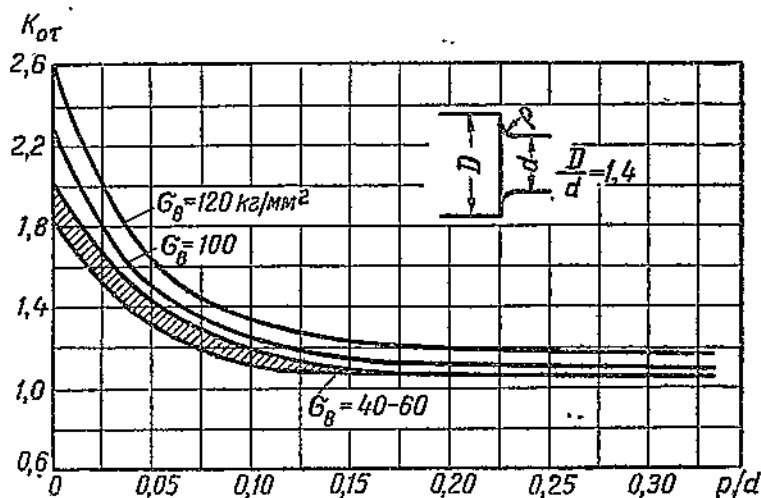
² Эта формула соответствует допущению, что прочность при кручении (при данных соотношениях между постоянными и переменными слагаемыми напряжений и отсутствии изгиба) лимитируется пластическими деформациями, а не усталостью, и нуждается в экспериментальной проверке. Уточненный расчет может быть распространен на общий случай любых соотношений между постоянными и переменными слагаемыми моментов, если для данного материала имеется экспериментальная диаграмма Смита.

рен и шкивов можно выбирать в первом приближении такими же, как и для гладких валов. Эффективный коэффициент концен-



Фиг. 23. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе для валов переменного сечения (по Леру)

трации напряжений кручения для свободных шлицевых валов (по опытам Герольда над четырехшлицевыми валами) равен

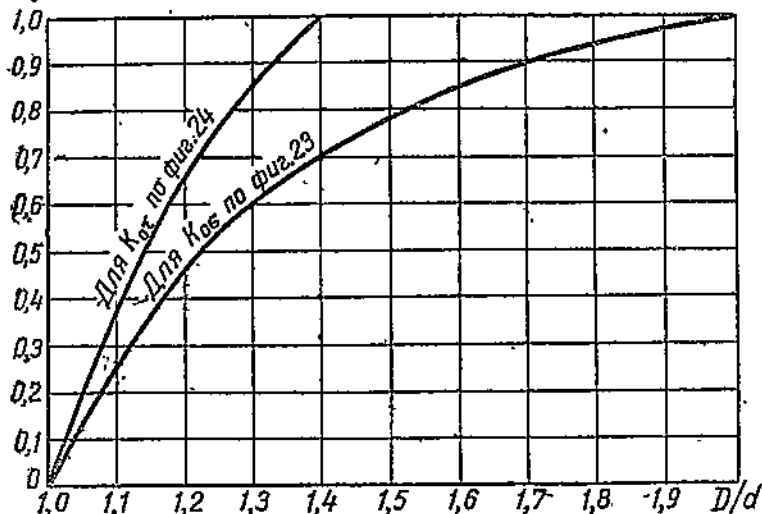


Фиг. 24. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при повторном кручении для валов переменного сечения (по Герольду)

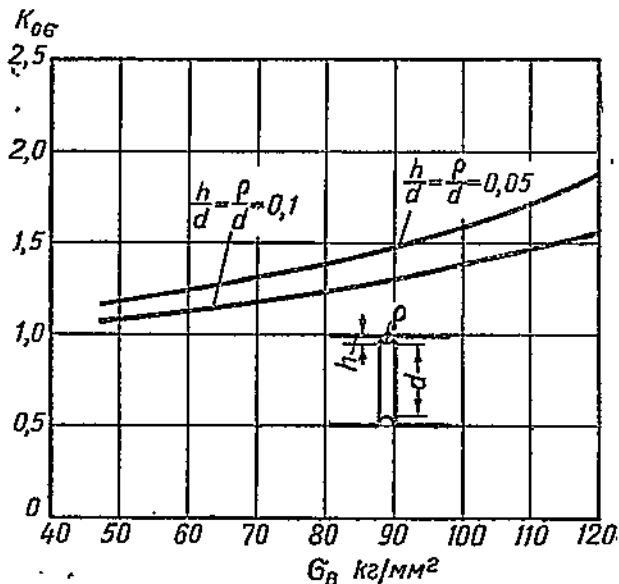
около 2, а под шестернями можно предполагать до 1,5 раза выше.

Для шлифованных валов с резкими изменениями сечений или другими источниками значительных концентраций напряже-

$$\zeta = \frac{K-1}{K_0-1}$$

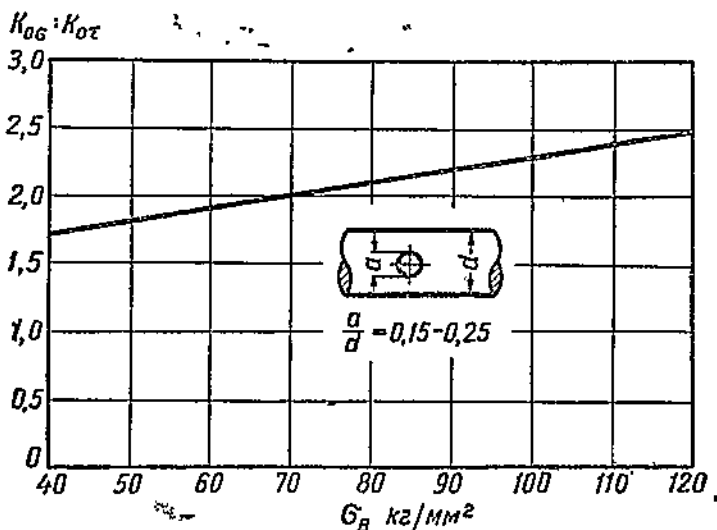


Фиг. 25. Поправочный коэффициент для определения эффективного коэффициента концентрации напряжений у валов с различными отношениями D/d (по Леру)

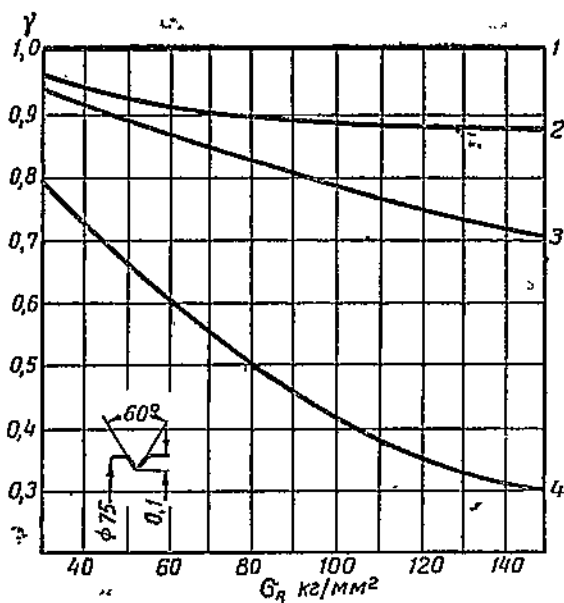


Фиг. 26. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с выкружками

ний можно считать, что понижение прочности за счет несовершенства отделки поверхности учитывается основным коэффициентом концентрации напряжений.



Фиг. 27. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении для валов с поперечными отверстиями



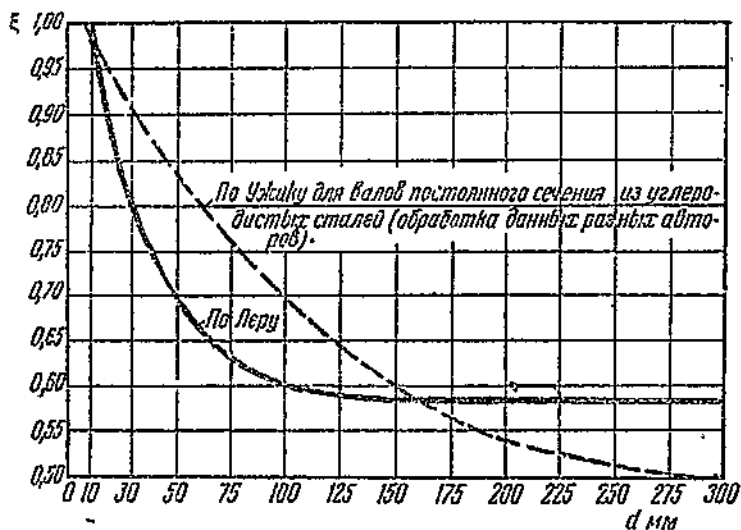
Фиг. 28. Коэффициенты понижения предела усталости в зависимости от состояния поверхности (по данным VDI);

1 — поверхность полирована; 2 — поверхность шлифована;
3 — поверхность ободрана резцом; 4 — поверхность черная после прокатки

В остальных случаях расчетные коэффициенты концентрации напряжений увеличиваются делением на коэффициент отделки поверхности по фиг. 28.

Пределы усталости, полученные на малых образцах, снижаются умножением на коэффициент по фиг. 29. Для валов постоянного сечения или с плавно меняющимся сечением из углеродистых сталей следует пользоваться пунктирной кривой [5].

Для деталей с резкими изменениями сечений, а также для деталей из высокопрочных сталей в пределах ходовых в станкостроении диаметров до 120 мм следует пользоваться сплошной кривой Лера.



Фиг. 29. Коэффициенты понижения пределов усталости валов в зависимости от диаметра

Коэффициенты ψ и ψ_1 зависят от динамических воздействий и сил трения на зубьях шестерен, колебаний усилий резания и т. д.; принимается, что $\psi = \psi_1$.

Для валов коробок скоростей можно принимать, что половина силы удара на зубьях передается валу, т. е. что

$$\psi = \psi_1 = \frac{1 - k_0}{2k_0} . .$$

Во фрезерных станках вследствие значительного колебания усилий резания величины ψ и ψ_1 для валов, близких к шпинделю, должны быть не меньше 0,25—0,3.

Коэффициент безопасности при достаточно надежном определении расчетных нагрузок и при условии, что в расчетной формуле предел усталости соответствует диаметру рассчитываемого вала, можно выбирать равным 1,3—1,5.

Для упрощенных расчетов в форме обычных расчетов на сложное сопротивление можно пользоваться допускаемыми напряжениями по табл. 24.

Допускаемые напряжения для стальных валов R_b кг/мм²

Источник концентрации напряжений	Стали и термообработка					
	Диаметр вала d в мм	35 норм. $\sigma_b = 52-65$ кг/мм ² $\sigma_s \geq 30$ кг/мм ² $\sigma_{-1} \approx 25$ кг/мм ²	45 норм. 60-75 ≥ 34 28	45 улучш. 75-90 42-52 35	40X улучш. 80-100 60-80 40	40X закал. до $R_c = 35-42$, 110-130 ≥ 90 50
Насаженная на вал деталь (шестерня, шкив) с острыми кромками	30	700	750	850	900	950
	50	650	700	800	850	900
	100	600	650	750	800	850
Насаженное кольцо подшипника качения	30	900	1000	1150	1200	1300
	50	850	950	1050	1100	1200
	100	750	850	1000	1000	1100
Ступенчатая форма с острыми внутренними углами $\frac{D}{d} \leq 1,2$	30	800	900	1050	1100	1150
	50	700	800	900	950	1000
	100	600	700	800	850	900
Ступенчатая форма при скругленных внутренних углах $\frac{r}{d} = 0,05; \frac{D}{d} \leq 1,2$	30	1100	1150	1350	1400	1500
	50	950	1000	1150	1200	1300
	100	850	900	1000	1050	1100

1 Цифры в таблице представляют собой допускаемые напряжения изгиба при отсутствии кручения, однако они могут применяться и для расчета на сложное сопротивление по результирующему моменту. Последний в соответствии с данными ASME можно определить по формуле $\sqrt{M_{изг}^2 + 0,45 M_{кр}^2}$.

При совместном действии двух источников концентрации напряжений, например, ступенчатой формы вала и насаженной на вал детали, следует брать допускаемые напряжения из таблицы соответственно более опасному случаю.

Таблица составлена на основе следующих положений.

Коэффициент безопасности принят равным 1,3. Понижение предела усталости валов по отношению к пределу усталости, определенному на малых образцах, оценено для валов $d=30$ мм на 15—20%, для валов $d=50$ мм — на 25—30% и для валов $d=100$ мм — на 35—40%. Верхние значения относятся к твердым легированным сталям и к ступенчатым валам, нижние — относятся к более мягким сталям и к валам с насаженными деталями¹. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений в основном приняты по опытам Лера.

Допускаемые напряжения изгиба из табл. 24 соответствуют спокойной работе (коэффициент динамичности нагрузки равен единице).

Для валов универсальных станков, работающих с сильно переменным режимом при расчете по максимальной нагрузке, когда коэффициент долговечности меньше единицы, допускаемые напряжения могут быть соответственно повышены.

При помощи несложных технологических или конструктивных мероприятий (местных упрочнений, увеличения радиусов выкружек, применения разгрузочных канавок на ступицах, увеличения диаметров валов в подступиной части и т. д.) можно сильно увеличить общую прочность вала и соответственно повысить допускаемые напряжения.

Фактические напряжения валов коробок скоростей станков, ввиду необходимости удовлетворения условий жесткости, бывают значительно ниже допустимых из условий прочности.

Допустимый угол взаимного наклона валов под зубчатыми передачами из условия удовлетворительной работы зубьев (при выбранной неравномерности распределения давления по длине зубьев [65])

$$\varphi = \frac{cP}{10^{4.82}} \text{ радиан.}$$

Допустимый угол наклона валов на роликовых подшипниках по отношению к осям расточек в случае выполнения беговых дорожек подшипников с прямолинейными образующими

$$\varphi = \frac{cP}{10^{4.250/6000}},$$

где P — расчетная нагрузка на зуб шестерни или на подшипник в кг;

$P_{250/6000}$ — допускаемая нагрузка на подшипник при 250 об/мин и долговечности в 5000 час. в кг;

¹ По опытам Хорджера предел усталости осей под насаженными деталями оказался не зависящим от диаметра, что находится в противоречии с данными Лера. Опыты Хорджера во всяком случае дают основание предполагать для валов с насаженными деталями меньшее влияние абсолютных размеров, чем это следует из кривой Лера.

b — ширина зуба шестерни в мм;

c — коэффициент, зависящий от допустимой начальной неравномерности нагрузки по длине зубьев шестерен и роликов, см. табл. 25.

Предельным начальным распределением давления на зубьях является треугольное на всей длине зуба. Контакт не по всей длине зуба, ориентируясь на дальнейшую приработку, допускать не следует. Условия распределения давления по всей длине ролика конических роликоподшипников, при прямолинейных образующих беговых дорожек, как показывают эксперименты и расчеты, выдержать трудно. Для современных конструкций роликовых подшипников, выполняемых с так называемой бомбиной, соответствующая проверка отпадает.

Углы наклона θ (в радианах), прогибы y (в см) валов постоянного сечения.

Для вала по фиг. 30, а

$$\theta_A = -\frac{P_1 c l}{6EI}; \quad \theta_B = \frac{P_1 c l}{3EI}; \quad \theta_C = \frac{P_1 c (2l + 3c)}{6EI};$$

$$\theta_D = \frac{P_1 c (3d^2 - l^2)}{6EI}; \quad y_D = -\frac{P_1 c d (l^2 - d^2)}{6EI}; \quad y_C = \frac{P_1 c^2 (l + c)}{3EI}.$$

Для вала по фиг. 30, б

$$\theta_A = \frac{P_2 a b (l + b)}{6EI}; \quad \theta_B = \theta_C = -\frac{P_2 a b (l + a)}{6EI}; \quad \theta_E = \frac{P_2 a b (b - a)}{3EI};$$

$$\theta_D = \frac{P_2 b (l^2 - b^2 - 3d^2)}{6EI}; \quad y_E = \frac{P_2 a^2 b^2}{3EI}; \quad y_D = \frac{P_2 b d (l^2 - b^2 - d^2)}{6EI},$$

$$y_C = \theta_B c,$$

где E кг/см² — модуль упругости материала вала;

I см⁴ — осевой момент инерции сечения вала.





У большинства валов в станках отношения наибольших прогибов к длинам между опорами колеблются в пределах¹ 0,0001—0,0005.

Расчет шпоночных соединений производится на смятие (удельные давления см. табл. 26).

Цифры в строках 1 и 2 табл. 26 применимы при условии, что материалы вала и втулки тверже материала шпонки. Во всяком

¹ По Кемону это отношение должно быть же выше 0,0002.

Коэффициент c

Распределение давлений по длине зубьев или роликов	 $q_2/q_1 = \infty$	 $q_2/q_1 = 6$	 $q_2/q_1 = 3$	 $q_2/q_1 = 2$	Примечания
Зубья шестерен	13—16	9—12	6,5—8	4,2—5,5	Большие значения при малых числах зубьев и больших отношениях b/m , меньшие при больших числах зубьев и малых b/m . Большие значения — для средней серии, меньшие — для легкой
Цилиндрические роликоподшипники легкой и средней серии ¹ .	24—25	16—18	12	8	К большинству подшипников относятся большие цифры
Конические роликоподшипники легкой серии ¹	12—17	8—12	6—8,5	4—5,5	

¹ Приведенные цифры могут служить только для оценки порядка величин.

Наибольшие допускаемые напряжения на стальных шпонках в кг/мм^2

Условия работы \ Характер нагрузки	Постоянная безударная	Средняя	Знакопеременная с толчками в обоих направлениях
Соединение неподвижное	40	35	30
Соединение подвижное, но не под нагрузкой	30	25	20
Соединение подвижное под нагрузкой; одна из двух поверхностей закалена	20	15	12
Соединение подвижное под нагрузкой; поверхности не закалены	5	4	3

случае допускаемое напряжение смятия должно быть несколько ниже предела текучести материала шпонки и не выше 0,75 предела текучести материала вала или шестерни. Сильные замины и срезы стальных шпонок имеют место при напряжениях смятия более 50—60 кг/мм^2 . В ходовых валиках токарных станков напряжения смятия на шпонках — обычно до 1 кг/мм^2 .

15. Шпиндели

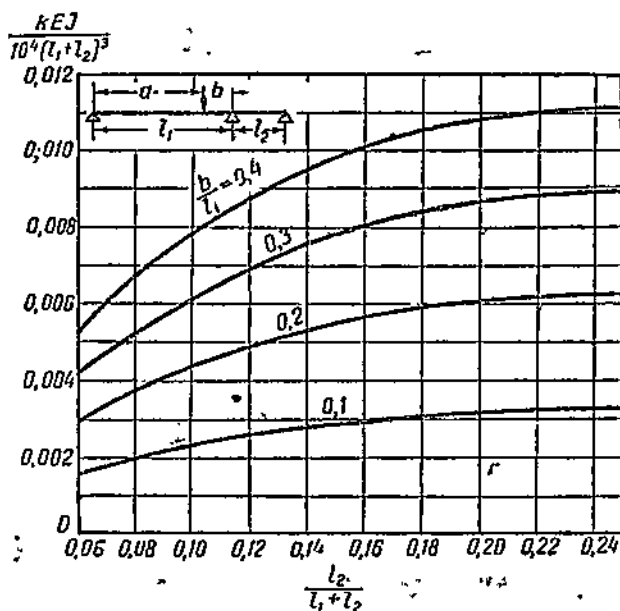
Основным критерием, определяющим размеры шпинделей, является величина допустимых деформаций, в связи с чем основным расчетом для них служит расчет на жесткость. Для тяжело нагруженных шпинделей обычно производится дополнительный расчет на прочность. Шпиндели, несущие роторы электродвигателей, и очень быстроходные шпиндели следует проверять на резонанс.

Шпиндель на подшипниках качения по одному в опоре соответствует по своей работе на изгиб балке на ножеобразных опорах; шпиндель, имеющий по несколько подшипников в опоре, — балке на упругих опорах; шпиндель на подшипниках скольжения — балке на упругих основаниях¹.

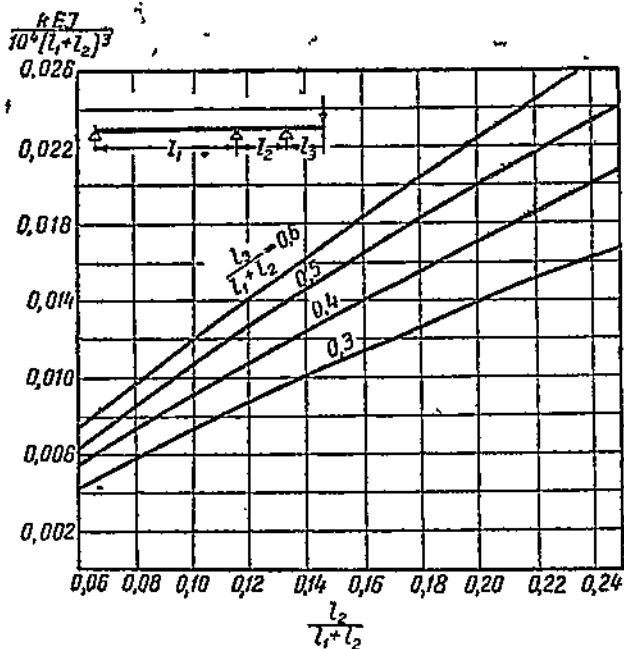
В качестве первого приближения последняя схема может быть заменена схемой балки на двух ножеобразных опорах в центрах подшипников с реактивным моментом в передней опоре, изменяющимся от нуля при малых нагрузках шпинделя до 0,3—0,35 от момента, изгибающего шпиндель в передней опоре.

В случае двух подшипников качения в передней опоре, если специальный расчет распределения сил между подшипниками не производится, целесообразно по крайней мере проверять, направлены ли реакции подшипников в одну сторону или в разные (что может иметь место, если подшипники поставлены не вплотную). Для этого достаточно предположить, что менее нагруженный подшипник в опоре отсутствует, и подсчитать под

¹ Точный расчет совместной работы шпинделей и подшипников см. [66].



Фиг. 31. График для проверки совместной работы подшипников при нагрузке между опорами



Фиг. 32. График для проверки совместной работы подшипников при нагрузке на консоли

ним прогиб (можно даже через угол наклона упругой линии в соседнем подшипнике). Если этот прогиб окажется меньше деформации соседнего основного подшипника (точнее — меньше этой деформации, измененной в отношении плеч подшипников от задней опоры), то реакции подшипников направлены в одну сторону, если больше, — то в разные.

В случае нагрузки шпинделя или вала одной радиальной силой между опорами или на консоли можно пользоваться графиками фиг. 31, 32.

По оси абсцисс отложены относительные длины между подшипниками в опоре, а по оси ординат — коэффициент, определяющий относительную жесткость шпинделя и подшипников

$$\frac{kEI}{10^4 (l_1 + l_2)^3},$$

где $k \text{ р./кг}$ — коэффициент упругости опор (см. стр. 92, 93);
 $E \text{ кг/см}^2$ — модуль упругости материала шпинделя;
 $I \text{ см}^4$ — средний момент инерции площади сечения шпинделя.

Если точка на графике, соответствующая рассчитываемому шпинделю и его подшипникам, находится выше кривой, характеризующей координату точки приложения силы, то, следовательно, реакции подшипников направлены в одну сторону, если ниже, — то в разные.

Допустимые прогибы шпинделя в направлении, непосредственно влияющем на точность обработки, выбираются при обточке под шлифовку в зависимости от припуска под шлифовку, при чистовой обточке — в зависимости от допуска соответственного класса точности, при фрезеровании — в зависимости от припуска под шлифовку или допуска на соответственный линейный размер изделия, при обдирке определяются условиями удовлетворительной работы подшипников.

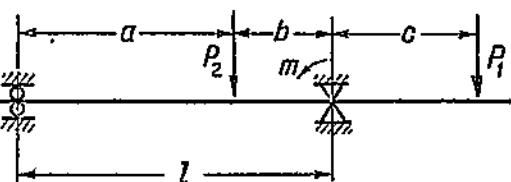
Прогиб шпинделя в центре и угол наклона в передней опоре могут быть подсчитаны по формулам (фиг. 33):

$$y = \frac{1}{3EI} \left[P_1 c^2 (l + c) - 0,5 P_2 abc \left(1 + \frac{a}{l} \right) - mlc \right];$$

$$\theta = \frac{1}{3EI} \left[P_1 cl - 0,5 P_2 ab \left(1 + \frac{a}{l} \right) - ml \right].$$

Значения m — для подшипников скольжения — см. выше (стр. 79).

В качестве условий для расчета на прочность принимаются: для универсальных токарных станков — работа в патроне, для фрезерных — работа резцовой головкой наибольшего диаметра, для сверлильных — сверление в сплошном материале сверлом наибольшего диаметра; при этом нижняя часть сверлильного



Фиг. 33. Расчетная схема шпинделя

Формулы для допустимой окружной силы резания¹

	Обработка в патроне	Обработка в центрах
Окружная сила резания, допускаемая задним центром	—	$\frac{B}{x^2}$
То же — передним подшипником шпинделя	$\frac{0,9 A}{1 + \frac{c+x}{l} \pm \frac{d}{D} \frac{a}{l}}$	$\frac{0,9 A}{y' \left(1 + \frac{c}{l}\right) \pm \frac{d}{D} \frac{a}{l}}$
То же — прочностью шпинделя в сечении под шестерней	$\frac{M_1}{\sqrt{1,25 \left[\frac{a(c+x)}{l} \pm \frac{d}{D} \frac{ab}{l} \right]^2 + \frac{d^2}{4}}}$	$\frac{M_1}{\sqrt{1,25 \left(\frac{acy'}{l} \pm \frac{dab}{Dl} \right)^2 + \frac{d^2}{4}}}$
То же — прочностью шпинделя в сечении у центрирующего бурта	$\frac{M_2}{\sqrt{1,25 (l+x)^2 + \frac{d^2}{4}}}$	$\frac{M_2}{\sqrt{1,25 y'^2 l^2 + \frac{d^2}{4}}}$

¹ Верхний знак в формулах соответствует случаю, когда сила резания и сила на зубьях шлицевой шестерни направлены в одну сторону, а нижний — когда они направлены в разные стороны.

шпинделя (от верхней опоры) должна проверяться на сложное сопротивление при расточке.

Проверочные расчеты шпинделей и их опор универсальных токарных станков целесообразно производить в форме определения допустимых усилий резания, в зависимости от положения резца по длине и диаметру изделия (табл. 27).

Ниже принимаются следующие обозначения:

P кг — окружная сила резания;

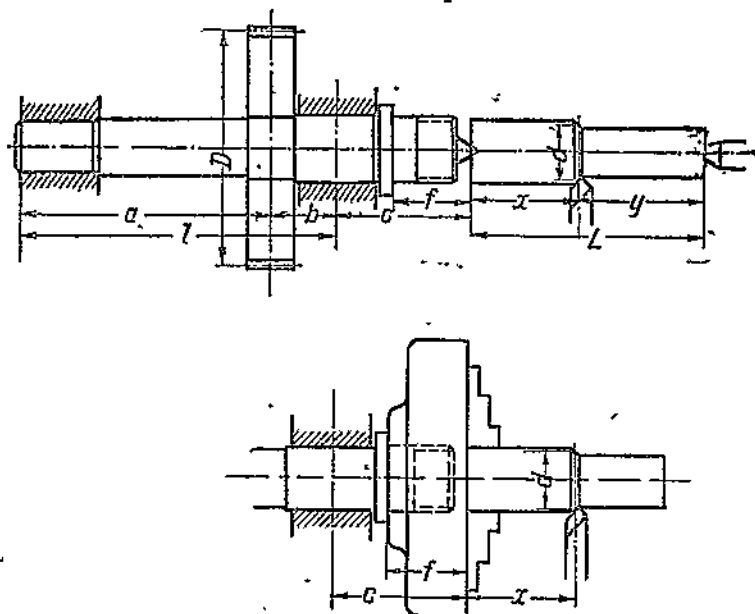
A кг — наибольшая допустимая нагрузка передней опоры;

B кг — наибольшая допустимая нагрузка заднего центра;

M_1 и M_2 кг см — результирующие моменты, допустимые под шестерней и у центрирующего бурта.

$x' = \frac{x}{l}$; $y' = \frac{y}{l}$ — относительные координаты положения резца.

Остальные обозначения — см. по фиг. 34.



Фиг. 34. Расчетные схемы для проверочных расчетов шпинделей

Предполагается, что направление действия равнодействующей окружной и радиальной слагаемых сил резания, которая принимается равной $1,12 P$, составляет небольшой угол с направлением суммарной силы на зубьях шпиндельной шестерни. Последняя сила, как известно, определяется через окружную силу на зубьях Q по формуле:

$$\frac{Q}{\cos(\alpha_0 + \varphi)} \approx 1,12 Q,$$

где α_0 — угол зацепления;

φ — угол трения, принятый $6,5^\circ$.

Диаметры в мм шпинделей в переднем подшипнике универсальных станков ведущих зарубежных фирм в зависимости от мощности станков¹

Станки	Мощность станков в л. с.									
	2—3,4	3,5—4,9	5—7,4	7,5—9,9	10—14,9	15—19,9	20—24,9	25—29,9	30—40	
Токарные	60—80	70—90	70—105	95—130	110—145	140—165	150—190	220	230	
Фрезерные	50—90	60—90	60—95	75—100	90—105	100—115	—	—	—	
Круглошлифовальные	—	50—60	55—70	70—80	75—90	75—100	90—100	105	105	

¹ Диаметры шпинделей из специальных и из углеродистых сталей выбираются, примерно, одинаковыми, что указывает на доминирующее значение жесткости шпинделей перед прочностью.

При другом расположении сил легко сделать обобщения.

Силы резания, допускаемые патроном, см. „Зажимные патроны“, стр. 116—118.

По приведенным формулам могут быть построены графики допустимых сил резания, на которых параллельно со шкалой допустимых сил резания могут быть даны площади сечений стружки для важнейших обрабатываемых материалов.

Аналогичные формулы для допустимой силы резания могут быть написаны из условия деформаций.

Учитывая известную неопределенность в выборе расчетных условий для шпинделей универсальных станков, ниже приводим фактические данные по основному параметру шпинделей—диаметру передней шейки (табл. 28).

Расчет на колебания шпинделей с насаженными роторами см. в статье Н. С. Ачеркана [67].

16. Вращающиеся центры

Полный расчет вращающегося центра должен состоять из расчета подшипников, проверки прочности тела центра, а для вставных центров также из проверки прочности хвоста и прогибов.

Для центров, непрерывно поджимаемых пружиной, гидравлически или пневматически, минимальная осевая сила зажима из условия равновесия изделия равна при угле конусности центра $60^\circ A_0 = 0,7 P$, а при угле конусности $90^\circ A_0 = 1,2 P$, где P —максимальная радиальная сила, действующая на центр; предполагается, что точение, как обычно, производится на передний центр. В течение обработки осевая сила на центр не меняет своей величины.

Начальная осевая сила жестких центров легко подсчитывается по

силе на рукоятке. Обычно $A_0 = (0,05 \div 0,1) P$. Осевая сила, действующая на центр во время резания, благодаря распирающему действию радиальной силы на центр, увеличивается и может быть для нормальных центров с углом конусности 60° принята равной при $\frac{P}{A_0} < 4$.

$$A = A_0 \left[1 + 0,112 \left(\frac{P}{A_0} \right)^2 \right];$$

при $\frac{P}{A_0} \geq 4$

$$A = 0,7P.$$

Благодаря нагреву изделия осевая сила на жесткий центр может еще значительно увеличиться.

Условная радиальная нагрузка на центр для расчета подшипников качения центра, учитывающая переменное положение резца по длине изделия при обточке вала по всей длине, может быть принята равной $0,63P$.

При определении смещения конца центра должны учитываться: а) прогиб тела центра как балки, б) смещение за счет деформации подшипников и поверхностных слоев в посадочных местах колец и, наконец, в) деформации корпуса и хвоста центра с учетом деформаций поверхностных слоев хвоста и гнезда (для вставных центров).

Поверочный расчет двух типичных конструкций вставных центров для конуса Морзе №4: 1) с длинным телом центра (задний подшипник — в хвосте корпуса); 2) с коротким телом, показал следующее удельное влияние каждого из перечисленных факторов:

		а	б	в
для конструкции	1	60%	15%	25%
" "	2	15%	45%	40%

Общие расчетные смещения этих центров на каждые 100 кг радиальной нагрузки для первой конструкции — 7,5 м, а для второй конструкции — 9,5 м. В обеих конструкциях передний подшипник был конусно-роликовый.

У. ПОДШИПНИКИ

17. Подшипники качения

Основным критерием работоспособности подшипников является усталость поверхностных слоев. Подбор подшипников, как известно, производится по таблицам допустимых нагрузок на подшипники при разных числах оборотов или по коэффициентам работоспособности, приводимым в каталогах.

Расчетные нагрузки от ременных, цепных, зубчатых и червячных передач см. выше, в расчетах соответственных передач.

Приведенная радиальная нагрузка, эквивалентная по своему действию совместному действию на подшипник радиальной на-

грузки P и осевой A , может быть определена по следующим формулам [73].

Для однорядных радиальных шарикоподшипников при $A \leq 0,25P$

$$Q = P;$$

при $A > 0,25P$

$$Q = 0,75P + A.$$

Для радиально-упорных шарикоподшипников с углом контакта 25°

при $A \leq 0,6P$

$$Q = P;$$

при $A > 0,6P$

$$Q = 0,55P + 0,75A.$$

Для нормальных конических роликоподшипников, имеющих угол наклона наружных колец около $13-15^\circ$ (большинство подшипников)

при $A \leq 0,3P$

$$Q = P;$$

при $A > 0,3P$

$$Q = 0,6P + (1,4 + 1,55)A.$$

Для конических роликоподшипников с пониженными углами наклона (около $11-12^\circ$, подшипники 7203; 7205; 7207; 7304; 7604; 7608; 7609;) при $A \leq 0,25P$

$$Q = P;$$

при $A > 0,25P$

$$Q = 0,6P + (1,7 + 1,8)A.$$

Для конических роликоподшипников с повышенными углами наклона (около 25°) приведенная нагрузка может быть определена по формулам для радиально-упорных шарикоподшипников.

Расчетная нагрузка, по которой производится подбор подшипников при постоянном режиме работы, определяется по формуле:

$$Q_1 = k_d k_v Q,$$

где k_d — коэффициент динамичности, изменяющийся от единицы при постоянной нагрузке до трех при нагрузке с ударами.

Для подшипников валов коробок скоростей можно вычислять k_d из условия, что половина сил удара на зубья шестерен передается подшипникам, тогда¹

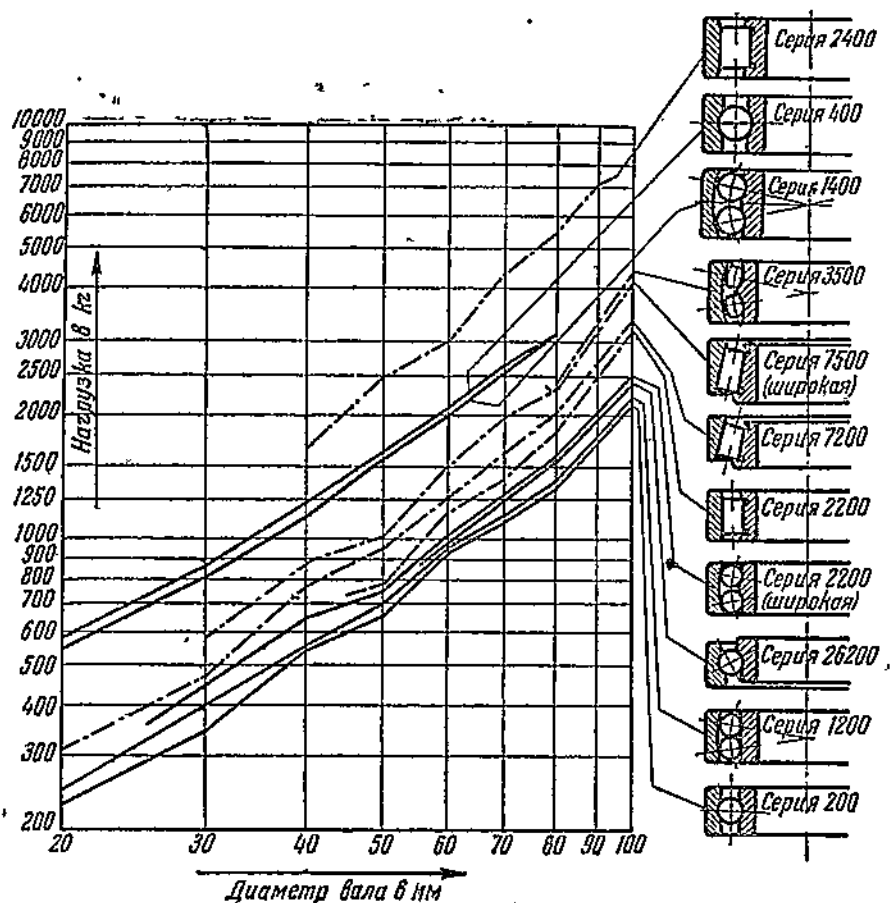
$$k_d = 0,5 \left(\frac{1}{k_v} + 1 \right),$$

где k_v — скоростной коэффициент (см. гл. „Зубчатые передачи“).

¹ Допустимо также пользование номограммой SKF. Последняя для случая точного изготовления зубьев при окружной скорости до 4 м/сек дает значения $k_d = 1,2-1,3$, которые при возрастании скорости до 10 м/сек увеличиваются до 2.

Для подшипников шпинделей токарных и сверлильных станков обычно принимают $k_d = 1,5$, фрезерных станков — 2.

В практике проектирования коробок скоростей универсальных станков при расчете подшипников по максимальной нагрузке часто условно принимают k_d равным единице, что несколько компенсирует завышение расчетной нагрузки.



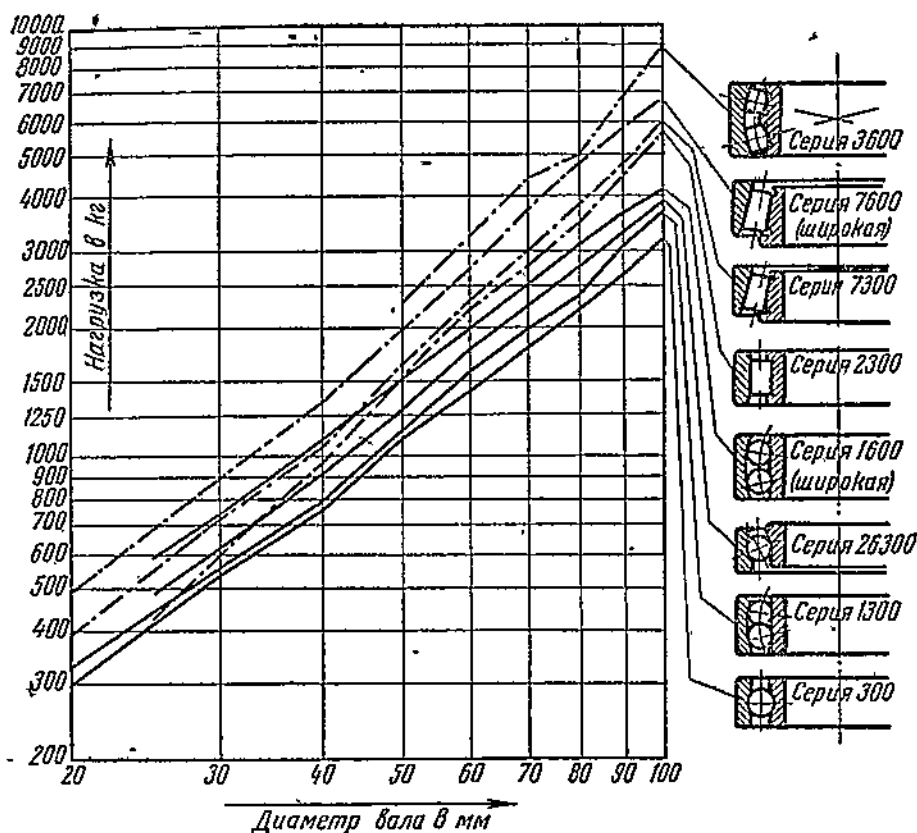
Фиг. 35. Допустимые нагрузки для подшипников различных типов легкой и тяжелой серий при 100 об/мин и долговечности 5000 час.

k_k — коэффициент, вводимый при вращении наружного кольца подшипника, принимаемый равным для сферических шариковых подшипников 1,1, а для всех остальных типов 1,33.

Допустимые нагрузки для подшипников разных серий приведены на графиках фиг. 35, 36, 37¹. Эти нагрузки соответствуют расчетной долговечности в 5000 час., обычно принимаемой в станках, и числу оборотов вала в минуту 100. Для других чисел

¹ Диаграммы построены по довоенным каталогам отечественных подшипников и ОСТ.

оборотов допустимые нагрузки должны быть умножены на поправочный коэффициент k по табл. 29 (или, наоборот, при подборе подшипников расчетная нагрузка по приведенной выше формуле должна быть приведена к 100 оборотам в минуту делением на коэффициент по табл. 29).



Фиг. 36. Допустимые нагрузки для подшипников различных типов средней серии при 100 об/мин и долговечности 5000 час.

Расчет подшипников качения валов, вращающихся с различными числами оборотов в минуту и несущих по несколько поочередно работающих шестерен по максимальной нагрузке (которая обычно действует при работе ближайших к подшипнику

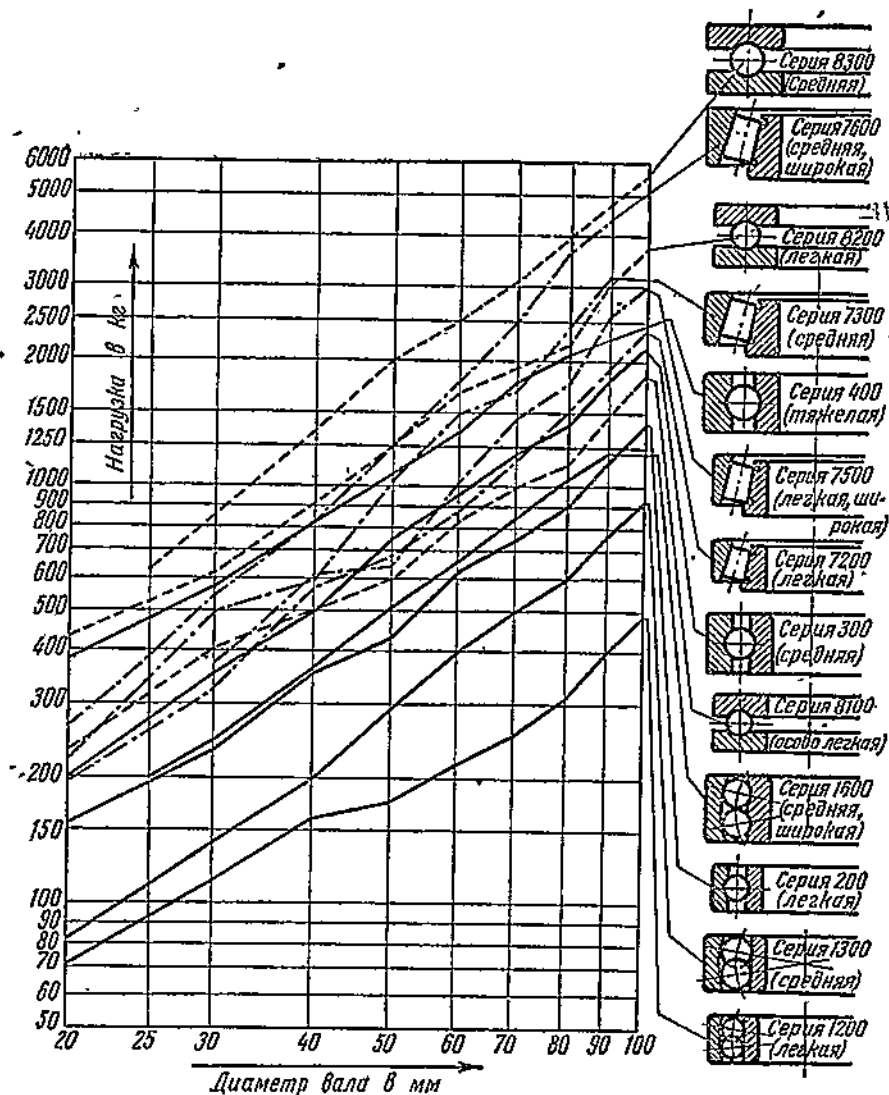
Таблица 29

n	10	25	50	100	250	500	1000	2500	5000
k	2,0	1,51	1,23	1,00	0,76	0,62	0,50	0,38	0,31

или наиболее нагруженных шестерен), приводит к значительному увеличению долговечности по сравнению с долговечностью подшипников валов, работающих при постоянном режиме, в частности, несущих постоянно работающие передачи.

Для тяжело нагруженных передач при стесненных габаритах необходим уточненный расчет [53].

Расчетная (приведенная) нагрузка может быть приближенно определена как сумма нагрузок от наиболее нагружающих подшипник ведущей и ведомой шестерен, умноженных на соответственные коэффициенты переменности режима работы.



Фиг. 37. Допустимые осевые нагрузки для подшипников различных типов при 100 об/мин и долговечности 5000 час,

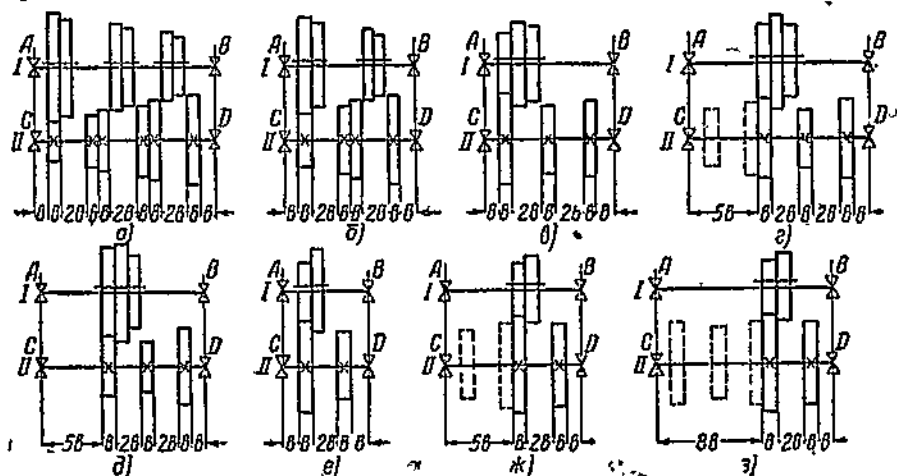
Коэффициент переменности режима работы для подшипников универсальных станков в общем случае может быть представлен в виде произведения

$$k_N \cdot k_n \cdot k_f$$

Здесь k_N — коэффициент, учитывающий переменность мощности;
 k_n — коэффициент, учитывающий переменность чисел оборотов;
 k_l — коэффициент, учитывающий поочередность работы шестерен (для подшипников постоянно работающих передач равен единице).

Значения k_N и k_n выбираются те же, что и для поверхностных слоев соответственных зубчатых передач (стр. 49 — 53).

Для коэффициента k_N приведены численные значения, а коэффициент k_n выбирается по графику фиг. 18, причем для определения приведенной нагрузки от группы ведущих шестерен k_n выбирается в зависимости от диапазона регулирования D рассматриваемого вала, а при определении приведенной нагрузки от группы ведомых шестерен — от диапазона регулирования вала, приводящего рассматриваемый вал.



Фиг. 38. Схемы расположения зубчатых колес

Значения коэффициента k_l для приведенных нагрузок от группы ведомых и ведущих шестерен выбираются по аналогии со значениями, приведенными в табл. 30.

Допустимая статическая нагрузка на подшипник (нагрузка на невращающийся подшипник), определяемая условиями невыдавливания ямок на беговых дорожках, ниже допустимой нагрузки при медленном вращении.

Предельная статическая радиальная нагрузка шариковых подшипников или осевая подпятников может быть согласно Мундту [75] определена по формуле¹

$$P = Wzd^3.$$

¹ Если конструктору неизвестны число и диаметр шариков, то можно пользоваться приближенными эмпирическими соотношениями. Так, для однорядных шариковых подшипников диаметр шариков равен около 0,3 от полуразности наружного и внутреннего диаметров колец, число шариков у подшипников ходовых в станкостроении размеров легкой серии 10 — 11, средней серии — 8 и тяжелой — 7.

Средние значения коэффициента переменности режима подшипников k_1

Схема по фиг. 38	Ведущий вал	Коэффициент k_1 для подшипников			
		A	B	C	D
a	I	0,8	0,6	0,7	0,65
б	I	0,7	0,8	0,7	0,75
в	I	0,7	0,75	0,75	0,75
в	II	0,85	0,8	0,85	0,8
г	I	0,7	0,85	0,75	0,8
г	II	0,8	0,85	0,8	0,85
д	I	0,75	0,75	0,75	0,75
д	II	0,8	0,85	0,8	0,85
е	I	0,8	0,9	0,8	0,85
жс	I	0,8	0,9	0,8	0,9
жс	II	0,85	0,85	0,85	0,85
з	I	0,8	0,95	0,8	0,95
з	II	0,8	0,85	0,85	0,85

Предельная статическая радиальная нагрузка роликовых подшипников

$$P = 1,7zdl,$$

где z — число тел качения;

d мм — диаметр шариков или роликов;

l мм — рабочая длина роликов;

W — коэффициент, равный для однорядных шарикоподшипников без канавок для вставления шариков — 1,0, для сферических — 0,75 и для подпятников — 4,0.

Подсчитанные по этим формулам предельные статические нагрузки приведены в новых каталогах SKF.

Эти формулы дают несколько завышенные значения нагрузок.

Для большинства случаев практики достаточно указание, что статическая грузоподъемность всех типов подшипников, кроме сферических шариковых, по расчету получается выше, чем грузоподъемность, приводимая в отечественных каталогах при 10 об/мин и долговечности в 5000 час. ($P_{10/5000}$).

При этом для радиальных шариковых подшипников малых и средних размеров это превышение очень невелико; поэтому для этих подшипников при длительном действии статической нагрузки желательно, чтобы она принималась по возможности несколько меньше нагрузки $P_{10/5000}$ по каталогу. Для сферических шариковых подшипников предельная статическая нагрузка доходит до допустимой по каталогу $P_{10/5000}$ нагрузки, только начиная с диаметра подшипников 60—70 мм.

Величина осевой силы предварительного натяга шариковых подшипников шпинделей должна удовлетворять условию, чтобы при чистовой обработке на станке в подшипниках не появлялся радиальный зазор, т. е. чтобы все тела качения имели натяг

$$A_0 = kP + 0,5A,$$

где k — коэффициент, равный для радиальных подшипников с повышенными зазорами и шпиндельных серий 36 000 — 0,5—0,6, а для радиально-упорных с углом контакта 25° — 0,65—0,8;

A — осевая нагрузка на шпиндель, подставляемая со знаком плюс, если она уменьшает натяг подшипника, или в противном случае со знаком минус.

При образовании натяга двумя парами подшипников по приведенной формуле получается общая величина натяга, если под P понимать нагрузку на пару подшипников.

При подборе подшипников для быстроходных валов и шпинделей можно ориентироваться на следующие максимальные окружные скорости вала для подшипников легкой серии при малых нагрузках, соответствующих чистовой обработке на станке:

а) шарикоподшипники с текстолитовыми сепараторами 18—25 м/сек;

б) шариковые и цилиндрические роликовые подшипники со стальными сепараторами 11—16 м/сек;

в) конические роликоподшипники 7—10 м/сек.

Для малых диаметров валов и шпинделей (около 20—30 мм) можно брать значения, близкие к верхним пределам, а для средних диаметров (около 60—80 мм) — значения, близкие к нижним пределам. Для подшипников средней серии максимальные окружные скорости следует брать на 20% ниже.

Минимальный посадочный натяг Δ (в микронах) внутренних колец из условия, чтобы между кольцом и валом при нагрузке не образовывался зазор, может быть определен по формуле:

$$\Delta \geq 0,075 \frac{P k_d}{b} + 0,013 d \Delta t,$$

где P — радиальная нагрузка на подшипник в кг;

k_d — коэффициент динамичности действия нагрузки;

d — диаметр вала;

b — ширина внутреннего кольца в мм;¹

Δt — разность средних температур внутреннего кольца и вала под подшипником, которую можно принимать

$$\Delta t = (0,12 \div 0,15) t_{\text{изб}};$$

$t_{\text{изб}}$ — избыточная температура подшипника.

Деформации (в микронах) однорядных шариковых подшипников приближенно можно определять по формулам [66]:

$$\delta = (0,7 - 0,002 d) P^{1/2},$$

где d — диаметр вала в мм; величина $P^{1/2}$ удобно определяется при помощи квадратной и кубической шкал счетной линейки¹.

¹ Если необходимо иметь приближенную зависимость в линейной форме типа $\delta = kP$, например, для расчета шпинделей с несколькими шариковыми подшипниками в опоре, то коэффициент k следует определять, задавая вероятной величиной нагрузки P по следующей формуле: $k = (0,7 - 0,002d) \sqrt[3]{A}$.

Деформации (в микронах) конических роликоподшипников¹

$$\delta = [(0,019 + 0,022) - 0,00015 d] P.$$

Меньшие значения соответствуют подшипникам широких серий, большие — подшипникам нормальных серий.

Деформации (в микронах) цилиндрических роликоподшипников¹

$$\delta = (0,032 - 0,00026 d) P.$$

Коэффициенты при нагрузке в формулах для деформаций подобраны из условия оптимального соответствия в среднем диапазоне диаметров (40 — 100 мм).

Приведенные формулы для роликоподшипников дают наилучшую точность при нагрузках, близких к допустимым при средних числах оборотов. При малых нагрузках, соответствующих чистой обработке на станке, в правые части формул для этих подшипников следует вставлять коэффициент около 1,5.

Все приведенные формулы учитывают только внутренние деформации подшипников. Деформации поверхностных слоев следует учитывать особо (см. выше стр. 10).

18. Подшипники скольжения

Правильно спроектированные и точно изготовленные подшипники скольжения обеспечивают длительную работоспособность, так как износ неизбежен только при пуске и останове.

Современное состояние машиноведения еще не позволяет производить расчет подшипников, полностью отражающий все особенности их работы.

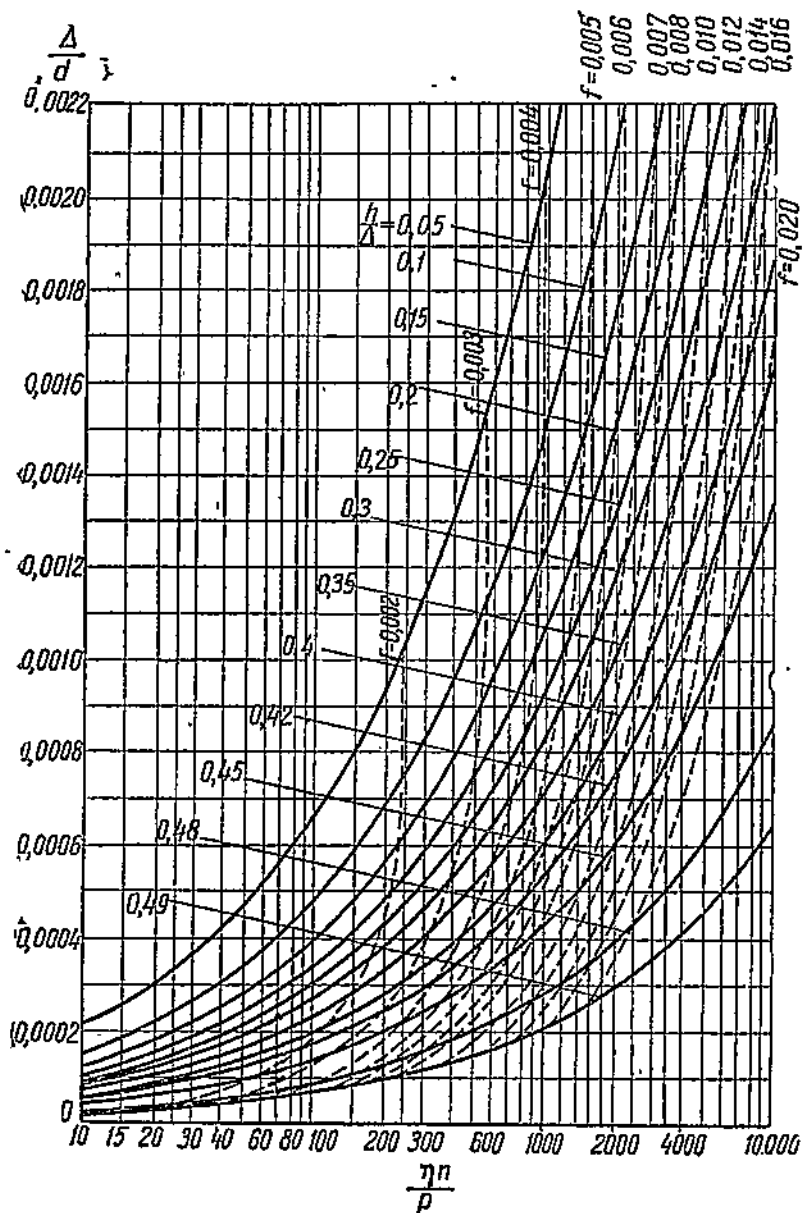
Расчет подшипников производится, исходя из условия, чтобы толщина масляного слоя в подшипнике была больше суммы неровностей обработки вала и вкладыша² и чтобы температура подшипника была меньше допустимой величины, превышение которой значительно снижает стойкость слоя масла. Для подшипников станков эти расчеты еще не могут рассматриваться как основные, однако они позволяют в значительной мере уяснить физические условия работы подшипников.

Широкий диапазон режимов работы большинства подшипников станков требует возможности наглядной оценки их работоспособности в разных условиях, поэтому для их расчета даются семейства кривых.

После предварительного выбора размеров подшипника из конструктивных соображений или из условного расчета по среднему удельному давлению определяются по фиг. 39, 40 толщина

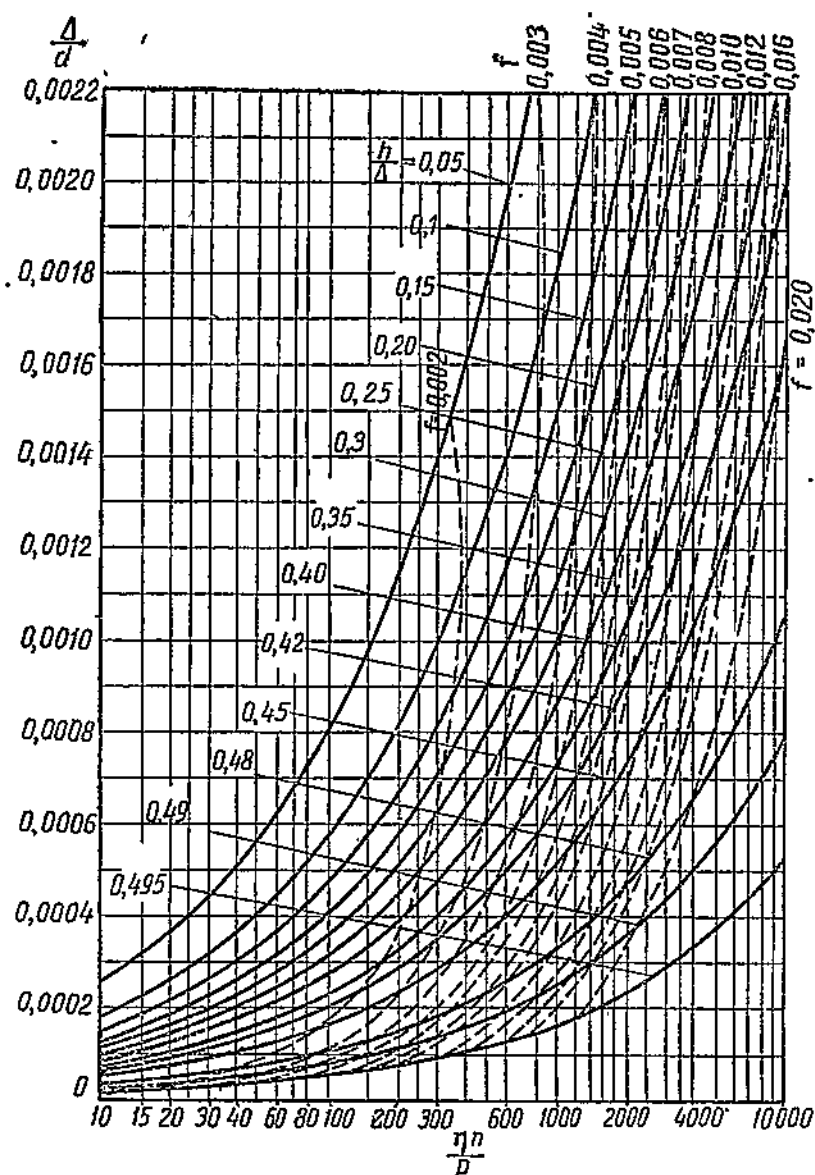
¹ Приведенные зависимости могут служить только для оценки порядка величины.

² Для случаев, когда упругие и начальные перекосы вала в подшипнике невелики.



Фиг. 39. График для определения относительной толщины масляного слоя $\frac{h}{\Delta}$ (в узком сечении) и коэффициента трения f в подшипнике при

$$\frac{l}{d} = 1$$



Фиг. 40. График для определения относительной толщины масляного слоя $\frac{h}{\Delta}$ (в узком сечении) и коэффициента трения f в подшипнике

при $\frac{l}{d} = 1,5$

масляного слоя и коэффициент трения в подшипнике¹. Предварительно вычисляется величина, так называемая характеристика режима², $\frac{\eta n}{p}$, где η — вязкость масла при ожидаемой температуре подшипника в сантипуазах (табл. 31); n — число об/мин; p — среднее удельное давление в кг/см², и выбирается расчетный зазор в подшипнике.

Если при последующем тепловом расчете подшипника его температура окажется сильно отличной от температуры, в соответствии с которой была выбрана вязкость масла, то следует сделать перерасчет.

Таблица 31

Средние вязкости масел в сантипуазах при различных температурах³

Масла	γ_{50} [*]	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
Веретенное-2	0,87	38	18	10	6,4	4,3	3,0	2,2
Веретенное-3	0,88	63	30	17	10,4	7,0	4,9	3,6
Машинное-Л	0,88	79	33	21	13	8,7	6,2	4,5
Машинное-2	0,89	138	65	36	23	15	10,7	7,9
Машинное-Т	0,89	187	89	50	31	21	14,5	10,7

* γ_{50} — удельный вес масла при 50°С.

Общими критериями выбора диаметрального зазора могут быть: необходимая точность вращения вала, условие оптимальной грузоподъемности⁴ и ограничение рабочей температуры. В станкостроении обычно основным является первый критерий. Расчетный зазор выбирается в соответствии с установленной практикой посадкой. Обычно для подшипников валов в среднем $\frac{\Delta}{d} \leq 0,001$, а для шпиндельных подшипников $\frac{\Delta}{d} \leq 0,0005$. В шпиндельных

¹ При построении графика толщины масляного слоя вычислены в соответствии с известным допущением Гюмбеля, что несущий слой масла ограничен дугой в 120°; учет конечности длины подшипника произведен также по Гюмбелю. Вычисление коэффициента трения произведено по Орлову [77].

При ответственных расчетах следует иметь в виду, что при больших $\frac{\eta n}{p}$ ряд экспериментальных работ, например Нидса и Хоартса, дает меньшие значения толщины масляного слоя, чем по Гюмбелю. Это особенно относится к подшипникам с малыми $\frac{l}{d}$.

² Величина $\frac{\eta n}{p}$ входит в основные гидродинамические зависимости расчета подшипников и определяет работу подшипников; при $\frac{\eta n}{p} = 0$ вал ложится на вкладыш, а при $\frac{\eta n}{p} = \infty$ занимает в подшипнике центральное положение.

³ При составлении таблицы зависимость вязкости от температуры принята степенной с показателем 2,6.

⁴ Это условие по Фальцу соответствует $\frac{h}{\Delta} = 0,35$, а по Нидсу зависит от отношения длины подшипника к диаметру и при $\frac{l}{d} \geq 1$ равно 0,22 — 0,24.

подшипниках лучших американских и европейских станков при высоком качестве отделки трущихся поверхностей диаметральный зазор снижают до 0,015 мм.

Для подшипников быстрходных шпинделей величину зазора следует проверять или определять из теплового расчета при максимальных числах оборотов (см. ниже).

Для подшипниковых материалов, имеющих повышенный коэффициент линейного расширения (цинковые сплавы, алюминиевые сплавы и т. д.), если применяются вкладыши с толстым слоем антифрикционного материала, зазор выбирается больше, чем при обычных материалах. Расчетный диаметральный зазор в ненагретом подшипнике может быть принят большим, чем измеряемый, на величину до полусуммы неровностей обработки вала и вкладыша в одном стыке, что учитывает протекание части потока масла через впадины на поверхностях обработки (табл. 32).

Таблица 32

Максимальные высоты неровностей обработки по Шмальцу (в микронах)

Вид обработки	Максимальные высоты неровностей (μ)
Чистовая обточка и расточка, шлифование средней чистоты, шабровка 1,5—3 пятен на 1 см ²	6—16
Гладкая обточка и расточка (твердыми сплавами) чистовое шлифование, шабровка 3—5 пятен на 1 см ²	2,5—6
Алмазная обточка и расточка и очень чистое шлифование	1,0—2,5
Суперфиниш, полирование	До 1

Уменьшение зазора с повышением температуры может быть учтено расчетным путем только в части влияния разности коэффициента линейного расширения материалов вкладыша α и вала α_0

$$\Delta' = 2at(\alpha - \alpha_0) 10^3 \mu,$$

где t — избыточная температура;

$2a$ — двойная толщина вкладыша или для биметаллических вкладышей двойная толщина антифрикционного слоя в мм.

Величины коэффициента линейного расширения:

для стали	12 · 10 ⁻⁶
„ чугуна	10,5 · 10 ⁻⁶
„ оловянных бронз	17,0 · 10 ⁻⁶
„ алюминиевых „	18,5 · 10 ⁻⁶
„ свинцовых „	18,5 · 10 ⁻⁶
„ алюминиевых сплавов	22 · 10 ⁻⁶
„ цинкового сплава ЦАМ	27 · 10 ⁻⁶

Из приведенной формулы видно преимущество биметаллических вкладышей в части малых тепловых изменений зазоров.

Исходя из определенной выше величины коэффициента трения f , вычисляют тепло, выделяемое в подшипнике:

$$W = \frac{Pvf}{427} \text{ ккал/сек},$$

где P кг — сила, действующая на подшипник;
 v м/сек — окружная скорость.

Последнее приравнивается теплоотдаче, и из полученного уравнения теплового баланса определяется температура подшипника. Нормально температура подшипников должна быть не выше $60-75^\circ\text{C}$.

Теплоотдача для подшипника складывается из теплоотдачи от поверхности и через смазку (второе слагаемое следует учитывать только для подшипников с циркуляционной смазкой)

$$W = Kdl(t_n - t_o) + \frac{CQ\gamma}{60}(t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}) \text{ ккал/сек},$$

где t_n , t_o , $t_{\text{вых}}$, $t_{\text{вх}}$ — температуры в $^\circ\text{C}$ соответственно: подшипника, окружающей среды, масла, вытекающего из подшипника, и подаваемого масла;

d и l — диаметр и длина подшипника в см;

K — коэффициент теплоотдачи в $\text{ккал/см}^2\text{град сек}$, отнесенный к 1 см^2 проекции шейки вала;

C — теплоемкость масла в ккал/кг град , которую можно принимать равной $0,4-0,5$;

γ — удельный вес масла, равный $0,87-0,89$;

Q — объем масла, протекающего через подшипник, в л/мин (см. ниже стр. 99).

Теплоотдача от поверхности в соответствии с опытами Карелитца принята пропорциональной избыточной температуре¹.

Для подшипников с обычной конфигурацией корпусов можно принимать² $K = 7 \cdot 10^{-6} \text{ ккал/см}^2\text{град сек}$.

Для подшипников с развитыми корпусами, не имеющими дополнительных источников подогрева (например подшипники шпиндельных бабок с ременным приводом шпинделей), теплоотдача значительно больше в соответствии с увеличением общей поверхности теплоотдачи. Подшипники с хорошим воздушным охлаждением, расположенные вплотную у вращающихся шкивов, патронов и т. д., имеют также повышенную теплоотдачу, которую можно принимать до 2 раз больше, чем у подшипников без вентиляции.

Точно так же приведенная теплоотдача для подшипников, работающих с частыми и короткими перерывами, как у большинства универсальных станков, может быть увеличена.

Для подшипников, несущих малые нагрузки при больших числах оборотов (работающих при режимах чистовой обработки),

¹ Очень широко также распространен расчет теплоотдачи подшипников по Лаце, у которого теплоотдача принята пропорциональной избыточной температуре в степени 1,3.

² По опытам Карелитца, производившимся над подшипниками с кольцевой смазкой.

расчет по графикам не требуется, так как вал занимает в подшипнике положение, близкое к центральному, и, следовательно, проверка толщины масляного слоя отпадает, а коэффициент трения или непосредственно тепло W , выделяемое в подшипнике, определяется аналитически (по Петрову)

$$W = \frac{1,5 \cdot 10^{-4} v^2 \eta}{\Delta} dl \text{ ккал/сек},$$

где d и l — диаметр и длина подшипника в см;
 Δ — диаметральный зазор в микронах;
 v — окружная скорость в м/сек;
 η — вязкость масла в сантипуазах.

Из теплового расчета могут быть определены величины допустимой окружной скорости, или минимального зазора, или максимальной вязкости масла.

Вытекание масла из подшипника можно определять по зависимостям, полученным Куцаевым (ВИАМ) [80].

Для случая подачи масла через канавку, параллельную оси вала,

$$Q = \frac{d^2 v \Delta}{10^4 l} \cdot \frac{b}{l} + \frac{9,4 p_0 h^3}{10^6 \eta a} \cdot l / \text{мин},$$

где дополнительно обозначено:

b см — длина канавки;

a см — полуразность длин вкладыша и канавки;

p_0 кг/см² — давление подаваемого в подшипник масла (избыточное);

h — зазор между валом и вкладышем в месте подачи смазки (в микронах).

Величина h при известных зазоре и толщине масляного слоя может быть оценена приближенно, с учетом того, что центр вала смещается не вдоль направления нагрузки, а по кривой, близкой к полуокружности, построенной на радиальном зазоре, отложенном в направлении нагрузки, или точнее определена графически.

Для подшипников, предназначенных работать в условиях, при которых имеется значительный опыт изготовления и эксплуатации подшипников, а также для тихоходных и неответственных подшипников, можно применять эмпирический подбор размеров и материалов, пользуясь установленными практикой допустимыми значениями удельного давления p и величины pv .

В подшипниках тихоходных валов станков при окружных скоростях в долях м/сек (в главном приводе тяжелых станков, в механизмах подачи) удельные давления доходят до 100 кг/см².

В подшипниках валов и шпинделей станков, имеющих средние числа оборотов, $p \leq 30$ кг/см² и $pv < 30 - 40 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \cdot \frac{\text{м}}{\text{сек}}$, обычно

$$pv < 10 - 15 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \cdot \frac{\text{м}}{\text{сек}}.$$

Предельно допустимые режимы работы для отдельных подшипниковых материалов в станках, в соответствии с техниче-

скими условиями НКСС на отливки из бронзы, алюминиевых и цинковых сплавов, приведены в табл. 33.

Приведенные цифры являются в значительной мере условными. При недостаточно совершенной смазке или значительных кро-мочных давлениях они могут оказаться недостижимыми. Как пра-вило, в станках в связи с применением подшипников, имеющих значительные отношения $\frac{l}{d}$, удельные давления ниже, чем во многих других машинах.

Таблица 33

Предельные допустимые режимы работы подшипников

Материал вкладыша	Обозначе- ние	Шейка вала глад- коотделанная, зака- ленная		Шейка вала неза- каленная	
		$p \cdot v$ $\frac{кгм}{см^2сек}$ до	v $\frac{м}{сек}$ до	$p \cdot v$ $\frac{кгм}{см^2сек}$ до	v $\frac{м}{сек}$ до
Бронза оловянистая	ОФ-10	100	8	60	5
Бронзы оловянистые вто- ричные	ОЦС 5-7-12 и 6-6-3	80	6	50	4
Бронза алюминиево-желез- ная	БАЖ 9-4	75—100	5	Не рекомендуется То же	
Бронза свинцовистая	СЗО	100	10		
Алюминиевый сплав (аль- кусин)	АМК	40—50	5		
Цинковый сплав	ЦАМ 10-5	90—100	2,5	40	2,5
Баббиты	Б-16, БН-6	150	10	100	6
Антифрикционный чугун .		15	4	10	2,5

При чугунных вкладышах необходимо особо заботиться об уменьшении кромочных давлений, о наличии хорошей смазки и т. д. Твердость вала при повышенных удельных давлениях должна быть выше твердости чугунного вкладыша.

VI. МУФТЫ И ТОРМОЗЫ

Упругие муфты с кольцами из кожи или резины рассчиты-ваются по допустимому удельному давлению на поверхности кон-такта пальцев и упругих колец. Последнее выбирается для муфт, обычно применяемых в станках размеров $\left(\frac{N}{n} \leq 0,1 \frac{л. с.}{об/мин}\right)$ порядка 10—20 кг/см², а для больших муфт в связи с применением более твердых сортов резины—до 50 кг/см².

В муфтах с упругими звеньями, работающими на изгиб, типа Форста, Элькардта, Библи, опорные поверхности упругих звеньев должны иметь радиусы кривизны не меньше $\rho = \frac{E\delta}{2R_b}$,

где E —модуль упругости материала упругих звеньев;
 δ —толщина;

R_b —допускаемое напряжение для материала упругого звена, выбираемое по аналогии с пружинами.

Упругое звено (плоская пружина, спица и т. д.) рассматривается как консольная балка длиной, равной половине длины между точками контакта с зубьями, и силой на конце. Необходимо заботиться, чтобы даже при предельных перегрузках упругие звенья не опирались на кромки.

Универсальные шаровые шарниры выбираются по стандартам. Допустимые моменты, в зависимости от углов наклона валов, см., например, в каталоге Л. Лева, в курсе Шлезингера и т. д.

При наклонных осях валов шарниры создают неравномерное вращение ведомых валов, причем

$$\frac{\omega_{\max}}{\omega_0} = \frac{\omega_0}{\omega_{\min}} = \frac{1}{\cos \gamma},$$

а коэффициент неравномерности вращения

$$k = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_0} = \operatorname{tg} \gamma \sin \gamma \approx \gamma^2,$$

где γ — угол наклона осей валов.

Передача вращения от одного вала к другому, параллельному, через наклонный вал и два универсальных шарнира получается равномерной, для чего необходима симметричная установка шарниров.

Следует помнить, что универсальные шарниры при наклонных осях валов вызывают радиальные нагрузки на подшипники валов. Эти нагрузки определяют из уравнений равновесия, имея в виду, что крутящий момент M — на ведущем валу — вызывает на ведомом валу кроме крутящего изгибающий момент $M \cos \gamma$.

Коэффициент полезного действия шарнира Гука без учета потерь на трение в опорах валов

$$\eta = 1 - \frac{4r\mu}{\pi D} \left[\ln \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\gamma}{2} \right) + \operatorname{tg} \gamma \right],$$

где r — радиус цапфы крестовины;

D — расстояние между серединами противоположных цапф крестовины;

μ — коэффициент трения в цапфах.

Размеры муфт Ольдгема определяются допустимыми удельными давлениями на рабочих поверхностях зубьев, а при больших смещениях валов — также величиной к. п. д. Удельные давления выбираются в зависимости от скорости скольжения. При малых смещениях осей валов, определяемых погрешностью изготовления, условия работы зубьев муфт Ольдгема приближаются к условиям подвижных под нагрузкой шпоночных соединений (сверлильные шпиндели, ходовые валы и т. д.). При больших смещениях осей применение муфт Ольдгема нецелесообразно вследствие низкого значения к. п. д., который определяется по формуле [88]:

$$\eta = \left(1 - \frac{4+6}{\pi} \mu \ln \frac{D}{D-s} \right)^2,$$

где D — наружный диаметр муфты;

s — смещение валов;

μ — коэффициент трения на зубьях;

$4 \rightarrow 6$ — числовой коэффициент, минимальное значение которого соответствует кромочному контакту на зубьях, а максимальное — треугольным эпюрам давлений.

Муфты Ольдгема обеспечивают равномерную передачу вращения.

Расчет зубьев кулачковых муфт до сих пор не является установившимся, и размеры зубьев преимущественно выбираются на основе установившихся конструктивных соотношений. Критериями, определяющими размеры зубьев, являются обычно прочность зубьев на изгиб или износ их рабочих поверхностей. Опасным моментом для прочности зубьев является обычно момент включения на ходу, когда зубья воспринимают большие динамические нагрузки (см. стр. 15), которые могут быть приложены к вершинам зубьев. Наибольший износ зубьев имеет место при медленном выключении, под нагрузкой, когда зубья не успевают оторваться друг от друга, а в то же время имеет место неблагоприятный кромочный контакт. Удельные давления для переключаемых на ходу муфт при закаленных поверхностях выбираются порядка 300 кг/см^2 .

Расчет роликовых муфт — см. ниже. Расчет самозажимных патронов, стр. 118. Угол заклинивания ролика должен быть меньше двойного угла трения между роликом и зажимными поверхностями. Обычно угол заклинивания принимается равным 7° . Это значение существенно меньше предельных значений, установленных экспериментально Лаврентьевым (Станкозавод им. Ленина [90]), и, следовательно, обеспечивает значительный коэффициент надежности зажима.

В предохранительных муфтах со срезными штифтами последние рассчитываются на срез под нагрузкой, превышающей максимальную на 25% . Временное сопротивление сдвига может приниматься равным $0,7$ от временного сопротивления разрыва. Рекомендуется срезной штифт рассчитывать на применение улучшенной среднеуглеродистой стали с тем, чтобы при замене не был применен более твердый материал.

Расчет силы сжатия пружин в пружинно-кулачковых или шариковых предохранительных муфтах определяется из рассмотрения равновесия штифта или шарика при выключении

$$Q = P \left[\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - \frac{4}{\pi} \mu \right],$$

где P — окружная сила на один штифт или шарик;

μ и φ — коэффициент и угол трения;

α — угол наклона скоса штифта или опорной поверхности шарика к оси направляющего отверстия.

Расчетный момент пусковых фрикционных муфт и тормозов обычно определяется умножением максимального¹

¹ Или максимального рабочего момента приведенного к валу тормоза, если последний установлен на вспомогательном валу.

рабочего момента на валу муфты или тормоза на некоторый коэффициент, большой единицы (коэффициент запаса сцепления для муфт), который обеспечивает условия, чтобы муфта служила предохранительным звеном и чтобы при разгоне и торможении детали привода не подвергались значительным перегрузкам. Для станков с большими разгоняемыми и тормозными массами следует проверять время разгона и торможения. Для этого, как известно, используются уравнения работ. При разгоне работа привода превращается в кинетическую энергию разгоняемых масс плюс работа сил сопротивления¹ и плюс работа сил трения в муфте. При торможении кинетическая энергия тормозных масс превращается в работу сил трения в тормозе.

На основе простейших предположений: постоянного момента сил трения в муфте или тормозе M (кг см) в процессе разгона или торможения и постоянного момента сил сопротивления M_c (кг см) времена разгона и торможения определяются по формуле:

$$t = \frac{100\Theta\omega}{M \mp M_c} \text{сек.},$$

где: $\omega \frac{1}{\text{сек}}$ — постоянная угловая скорость приводного или тормозного вала;

Θ кгм сек² — приведенный момент инерции деталей разгоняемой или тормозной системы.

Знак минус в формуле соответствует разгону, знак плюс — торможению; обычно при торможении в целях увеличения надежности расчета принимают момент трения M_c равным нулю.

Величина Θ определяется по известной формуле приведения моментов инерции:

$$\Theta = \Theta_0 + \sum \Theta_i \left(\frac{\omega_i}{\omega}\right)^2 + m \left(\frac{v}{\omega}\right)^2,$$

где Θ_0 кгм сек² — момент инерции деталей, вращающихся с угловой скоростью ω ;

Θ_i кгм сек² — момент инерции деталей, вращающихся с угловой скоростью ω_i (стр. 116);

m кг сек²/м — масса деталей, перемещающихся поступательно со скоростью v м/сек.

Крутящий момент, который может передавать фрикционная муфта¹:

а) дискового типа

$$M = \frac{1}{\beta} \pi (R^2 - r^2) R_{ср} i p \mu = \frac{1}{\beta} Q R_{ср} i \mu \text{ кг см};$$

б) конусного типа

$$M = \frac{2}{\beta} \pi R_{ср}^2 b p \mu = \frac{Q R_{ср} \mu}{\beta \sin \alpha} \text{ кг см};$$

¹ Эти уравнения можно использовать для определения геометрических размеров муфт, выбрав отношение $\frac{b}{R_{ср}}$; обычно в станках $\frac{b}{R_{ср}} = 0,3 - 0,5$.

в) с разжимными кольцами

$$M = \frac{2}{\beta} \pi R^2 b r \mu \text{ кг см,}$$

где R, r, R_{cp} см — наружный, внутренний и средний радиусы поверхностей трения;

b см — ширина поверхности трения;

i — число поверхностей трения;

α — угол наклона конусной поверхности трения;

p кг/см² — удельное давление (табл. 34);

μ — коэффициент трения (табл. 34);

Q кг — сила включения;

β — коэффициент запаса сцепления, принимаемый обычно около 1,5.

Таблица 34
Коэффициенты трения μ , наибольшие допускаемые удельные давления p кг/см² для фрикционных муфт

Материалы	μ	p кг/см ² для диск. муфт	p кг/см ² для конусных и кольцевых муфт
Масляные муфты			
Закаленная сталь по закаленной стали	0,08	4—6	—
Текстолит по стали	0,1	5—6	—
Чугун по чугуну или по закаленной стали	0,1	5—6	8
Сухие муфты			
Прессованный асбест или ферродо по стали	0,3	2—2,5	3
Чугун по чугуну или по закаленной стали	0,15	2,5—3	3

Здесь верхние значения удельного давления рекомендуются при малых числах дисков, нижние — при больших. Удельные давления при окружной скорости v на среднем диаметре дисков больше 2,5 м/сек в соответствии с результатами обработки данных фирмы Линк-Белт рекомендуется снижать умножением на коэффициент $k_v = \sqrt[3]{\frac{2,5}{v}}$ (табл. 35). При окружных скоростях меньше 2,5 м/сек удельные давления в случае необходимости допустимо несколько повышать.

Таблица 35
Коэффициент k_v скорости

Окружная скорость v на среднем диаметре поверхности трения в м/сек	2	2,5	3	4	6	8	10
Коэффициент k_v скорости . . .	1,08	1	0,94	0,86	0,75	0,68	0,63

Если муфта предназначена для постоянной работы с числом включений и реверсов больше 50 — 100 в час¹, то допустимое

¹ В зависимости от размера.

удельное давление снижается на 1⁰/₀ на каждые дополнительные 5—10 включений и на 2⁰/₀ — на каждые дополнительные 5—10 реверсов. Для многодисковых муфт с тонкими дисками значения удельного давления снижаются на 30—40⁰/₀.

Поверочные расчеты дисковых муфт лучших зарубежных фирм, специально изготовляющих муфты, Пулмор, Ковентри, Линк-Белт, Ортлингауз, Твин-Диск, Ланг, проведенные на основе данных из каталогов, показывают следующие результаты.

Значения p_p (в $кг/см^2$) масляных муфт с дисками из закаленной стали по закаленной стали или по бронзе колеблются обычно в пределах 0,3—0,6 (верхние значения у фирм Ковентри и Ланг). Значения p_p в сухих муфтах с дисками из чугуна $p_p = 0,4—0,6$, из чугуна по ферродо 0,4—0,7.

В сухих муфтах Твин—Диск со стальными дисками, работающими по монолитным антифрикционным дискам, p_p поднимается до 0,9—1,2, а в сухих муфтах Ковентри—сталь по фибре до 2—3.

В дисковых муфтах станков из расчета коэффициента запаса сцепления 1,5 величины p_p обычно колеблются в пределах 0,25—0,5, а в конусных и кольцевых — в пределах 0,35—0,5. Повышение этих значений имеет место у единичных конструкций.

VII. МЕХАНИЗМЫ

19. Планетарные механизмы

Основное применение планетарные передачи в станках имеют в качестве дифференциальных: для осуществления быстрых ходов (применяется сложение и вычитание быстрого и рабочего движений подачи, поочередное включение и останов кинематических цепей быстрого и рабочего движения и т. д.); для облегчения настройки зуборезных и затыловочных станков при нарезке косозубых колес, затыловке инструмента со спиральными канавками¹ и т. д.; для подачи поперечных расточных супортов, борштанг и т. д.

Дифференциальные планетарные передачи позволяют управление на ходу, дистанционное и автоматизированное управления.

В качестве редукторов планетарные передачи в станках имеют применение, ограниченное случаями, для которых желательна соосность ведущего и ведомого звеньев редуктора (передачи в приводных шкивах, в электромоторных патронах и т. д.).

При применении планетарных передач в приводе главного движения необходимо проверять к. п. д., так как ряд типов планетарных передач имеют низкий к. п. д.

Следует также иметь в виду, что планетарная передача не может заменить червячную в тех случаях, когда к последней предъявляются дополнительные требования в части предот-

¹ При помощи дифференциала (простейшего конического типа) достигается сложение движения от двух легко настраиваемых цепей: цепи деления и цепи дополнительного вращения для получения спирали.

вращения заметных колебательных явлений; например, неравномерной подачи и т. д.

Из применяемых четырех способов кинематического расчета планетарных передач [92—94] — Виллиса, Свампа, треугольников скоростей и силового — наиболее удобным является первый. Этот способ, как известно, состоит в том, что всему механизму мысленно сообщается угловая скорость, равная по величине и обратная по направлению угловой скорости водила (звена, несущего оси сателлитов). Тогда механизм становится обычной передачей, для которой определяется передаточное отношение через числа зубьев и угловые скорости, причем последние представляют собой разности угловых скоростей соответственных звеньев планетарного механизма и водила. Если рассматриваемые звенья при остановленном водиле вращаются в противоположные стороны, перед одной из частей уравнения ставится минус. Из этого уравнения определяются искомые угловые скорости.

Например, для планетарной передачи с цилиндрическими колесами и наружным зацеплением по фиг. 41 при остановленном водиле можно написать

$$\frac{\omega_1 - \omega_B}{\omega_1 - \omega_B} = + \frac{z_1 z_3}{z_2 z_4},$$

где $\omega_1, \omega_2, \omega_B$ — угловые скорости колес 1, 4 и водила;
 z_1, z_2, z_3, z_4 — числа зубьев колес 1, 2, 3, 4.

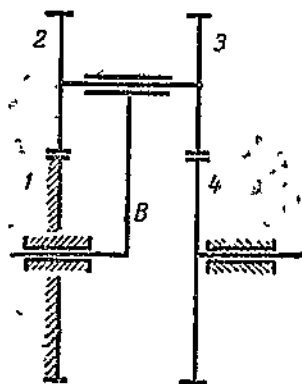
Так как при остановленном водиле колеса 1 и 4 вращаются в одну сторону, то перед правой частью уравнения поставлен знак плюс.

Передаточное отношение для случая, когда ведущим звеном, как обычно, является водило, а колесо 1 неподвижно, получаем (полагая $\omega_1 = 0$):

$$i = \frac{\omega_4}{\omega_B} = 1 - \frac{z_1 z_3}{z_2 z_4}.$$

Выражение для передаточного отношения при остановленном водиле (формулу Виллиса) целесообразно записывать в форме, при которой угловая скорость неподвижного колеса стоит в знаменателе, так как это значительно упрощает дальнейшие преобразования.

Из применяемых методов определения к. п. д. способ непосредственного вычисления потерь на трение и способ Бакингема (вычисление так называемой потенциальной мощности, т. е. мощности непланетарного механизма, имеющего те же потери, что и данный планетарный) дает недостаточно точные результаты для передач с низким к. п. д. Это объясняется тем, что эти способы требуют предварительного определения окружных



Фиг. 41. Схема планетарной передачи с цилиндрическими колесами и наружным зацеплением

сил на зубьях, которое обычно производится без учета потерь на трение.

Способ Бранденбергера, основанный на сведении планетарного механизма к простому, не требует предварительного определения сил на зубьях. Поэтому для механизмов, работающих на подшипниках качения, этот способ обеспечивает удовлетворительную точность, но удобен только для сравнительно простых механизмов.

Следует рекомендовать силовой способ¹ определения к. п. д. как наиболее универсальный, позволяющий удобный учет потерь в подшипниках и анализ влияния отдельных факторов на к. п. д. По этому способу к. п. д. находится как определяемое из условия равновесия колес отношение эффективного момента на ведомом валу к идеальному моменту на том же валу. При рассмотрении равновесия колес для определения эффективного момента на ведомом валу силы на зубьях смещаются благодаря трению на величину $\frac{\pi}{2} m \mu$ в сторону оси шестерни, которая вращается в направлении действующей на нее окружной силы; здесь m —модуль зацепления, μ —коэффициент трения.

Для учета потерь в опорах реакции осей проводятся касательно к кругам трения.

20. Мальтийские механизмы

Мальтийские механизмы в станках применяются для поворота многопозиционных поворотных столов, шпиндельных блоков автоматов, револьверных головок и т. д. Число прорезей при установке мальтийского креста непосредственно на поворотном столе, многошпиндельном блоке и т. д. определяется числом позиций. При выборе числа прорезей мальтийского креста, являющегося промежуточным звеном в цепи привода, особенно в случае больших масс, следует учитывать, что динамические усилия поворота уменьшаются вместе с увеличением числа прорезей². При этом сопоставлении, естественно, предполагается, что время поворота на одно деление—одинаковое (для чего при большем числе прорезей креста угловая скорость кривошипа должна быть соответственно больше).

В многошпиндельных автоматах, если мальтийский крест соединен с блоком через зубчатую передачу, число прорезей определяется максимально допустимым углом поворота распределительного вала для поворота блока.

Расчетные размеры механизма в долях от радиуса кривошипа³, время поворота на одно деление и наибольшие инерционные моменты на кресте и кривошипе см. табл. 36 и фиг. 42[96, 97].

¹ Разработанный Л. Н. Решетовым [95].

² Так, например, механизм поворота блока четырехшпиндельного автомата, выполненный в виде шестипрорезного креста с ускорительной зубчатой передачей 3:2, в динамическом отношении значительно более совершенен, чем механизм с четырехпрорезным крестом на шпиндельном блоке.

³ Размеры определены из условия безударного зацепления, при котором углы между радиусом кривошипа и осью прорези в начале и конце зацепления равны 90°.

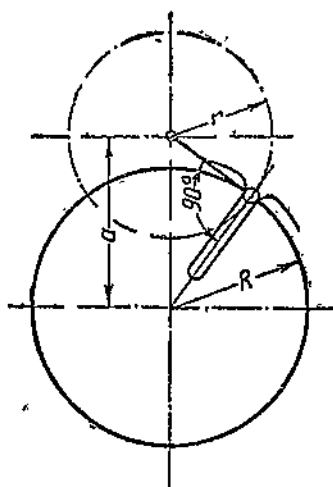
Расчетные данные мальтийских механизмов

Искомая величина	Число прорезей				
	3	4	5	6	8
Радиус креста, R	0,577r	r	1,356r	1,732r	2,414r
Расстояние между осями, a	1,154r	1,414r	1,700r	2,000r	2,610r
Время поворота на одно деление, t	10/n	15/n	18/n	20/n	22,5/n
Наибольший инерционный момент на кресте, M	0,345 Θn^2	0,0594 Θn^2	0,0252 Θn^2	0,0148 Θn^2	0,00767 Θn^2
Наибольший инерционный момент на кривошипе, M_1	1,798 Θn^2	0,110 Θn^2	0,0269 Θn^2	0,0109 Θn^2	0,00344 Θn^2

Здесь n — число оборотов кривошипа в минуту;

Θ — момент инерции ведомых звеньев, приведенный к валу мальтийского креста.

Коэффициент полезного действия мальтийских механизмов с валами на подшипниках скольжения (средний за одно деление) при обычных соотношениях между диаметрами шеек и радиусом кривошипа равен 0,8 — 0,85, а в случае вращения ведомого звена в цапфе с диаметром, близким к диаметру креста (как в приводе шпиндельного блока некоторых автоматов) 0,7 — 0,75. В положении наибольшего ускорения креста к. п. д. несколько выше.



Фиг. 42. Схема мальтийского механизма.

Основные расчетные зависимости для кривошипно-шатунного механизма¹ (фиг. 43, а)

$$x \approx r(1 - \cos \varphi) + \frac{1}{4} r \lambda (1 - \cos 2\varphi);$$

$$v \approx r \omega (\sin \varphi + \frac{1}{2} \lambda \sin 2\varphi);$$

$$v_{\max} = r \omega (1 + 0,5 \lambda^2) \text{ (имеющая место при } \sin \varphi_0 = \frac{1}{\sqrt{1 + \lambda^2}} \text{),}$$

¹ При неравномерном вращении кривошипа в формуле для ускорения w прибавляется член $r \epsilon_0 (\sin \varphi + 0,5 \lambda \sin 2\varphi)$, где ϵ_0 — угловое ускорение кривошипа.

т. е. в положении кривошипа, составляющем с шатуном угол, весьма близкий к 90°);

$$\omega = r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi);$$

$$\omega_{\max} = r \omega^2 (1 + \lambda) \quad (\text{при } \varphi = 0),$$

где x, v, ω — соответственно путь, отсчитываемый от крайнего положения, скорость и ускорение ползуна;

r, φ, ω — радиус, угол поворота и угловая скорость кривошипа;

$\lambda = \frac{r}{l}$ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

При кинематических расчетах конструкторам обычно приходится оперировать только со средними и максимальными скоростями.

Окружные силы на пальце кривошипа $P_{кр}$ при заданных силах на ползуне удобно определять из уравнения работ

$$P_{\text{полз}} v = P_{\text{кр}} \omega r.$$

Для быстророходных станков сила на ползуне определяется как сумма сил сопротивления и сил инерции $m\omega$, где m — масса ползуна и связанных с ползуном деталей, при уточненных расчетах сложенная с отнесенной к ползуну массой шатуна. Последняя определяется делением момента инерции шатуна относительно оси пальца кривошипа на квадрат длины шатуна.

При постоянной силе сопротивления и небольших скоростях наибольшая окружная сила на пальце кривошипа имеет место при $v = v_{\max}$, т. е. при положении кривошипа, приблизительно перпендикулярном шатуну.

В кулисных механизмах с качающейся и вращающейся кулисой средние скорости рабочего и холостого хода ползуна равны (фиг. 43, б, в, г)

$$v_{\text{ср. раб}} = \frac{180 S n}{\alpha^{\circ}_{\text{раб}}};$$

$$v_{\text{ср. хол}} = \frac{180 S n}{\alpha^{\circ}_{\text{хол}}},$$

где S — ход ползуна;

n — число оборотов кривошипа в минуту;

$\alpha^{\circ}_{\text{раб}}, \alpha^{\circ}_{\text{хол}}$ — углы рабочего и холостого хода;

для механизмов с качающейся кулисой $\cos \alpha_{\text{хол}} = \frac{r}{e}$;

для механизмов с вращающейся кулисой $\cos \alpha_{\text{хол}} = \frac{e}{r}$;

для обоих механизмов $\alpha^{\circ}_{\text{раб}} = 180 - \alpha^{\circ}_{\text{хол}}$;

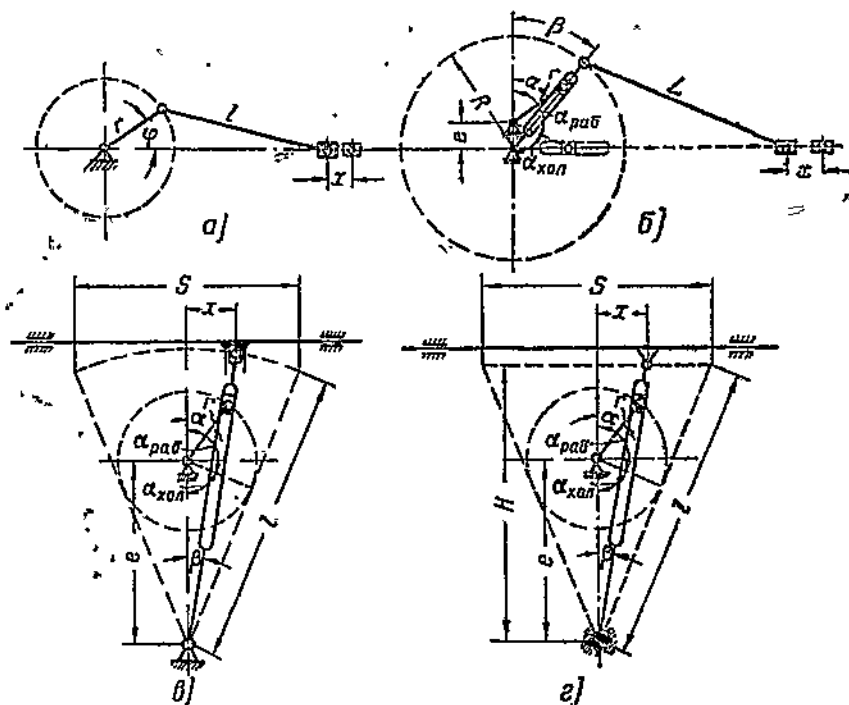
r — радиус кривошипа;

e — эксцентриситет.

Максимальные скорости рабочего и холостого хода ползуна в механизме с качающейся кулисой (фиг. 43, в, г)

$$v_{\max \text{ раб}} = \frac{\omega l}{\frac{e}{r} + 1}; \quad v_{\max \text{ хол}} = \frac{\omega l}{\frac{e}{r} - 1},$$

где $\omega = 2\pi n / \text{мин} = \frac{\pi n}{30} / \text{сек}$ — угловая скорость кривошипа.



Фиг. 43. Схемы механизмов возвратно-поступательного движения:

а — кривошипный механизм; б — кулисный механизм с вращающейся кулисой; в и г — кулисные механизмы с качающейся кулисой

Эти формулы удобно могут быть выражены через ход ползуна. Максимальные скорости рабочего и холостого хода ползуна в механизмах с вращающейся кулисой (фиг. 43, б)

$$v_{\max \text{ раб}} = \frac{\omega R}{1 + \frac{e}{r}} (1 + 0,5\lambda^2);$$

$$v_{\max \text{ хол}} = \frac{\omega R}{1 - \frac{e}{r}} (1 + 0,5\lambda^2),$$

где $\lambda = \frac{R}{L}$ — отношение радиуса кулисы R к длине шатуна L .

В механизмах с качающейся кулисой ход связан с радиусом кривошипа следующим очевидным соотношением:

для механизма по фиг. 43, в

$$S = \frac{2lr}{e};$$

для механизма по фиг. 43, г

$$S = \frac{2H}{\sqrt{\left(\frac{e}{r}\right)^2 - 1}}.$$

При проектировании новых кулисных механизмов их размеры могут быть определены расчетным путем по заданному максимальному ходу S и выбранному отношению k максимальных скоростей холостого и рабочего хода при максимальном ходе; отношение k колеблется в пределах от 2 до 3, в среднем 2,5.

Длина кулисы l для механизма по фиг. 43, в или высота H для механизма по фиг. 43, г

$$l = \frac{S}{2} \frac{k+1}{k-1} \text{ и } H = \frac{S}{2} \sqrt{\left(\frac{k+1}{k-1}\right)^2 - 1}, \text{ причем } \frac{r_{\max}}{e} = \frac{k-1}{k+1};$$

для механизмов с вращающейся кулисой (фиг. 43, б)

$$R = \frac{S}{2} \text{ и } \frac{r_{\max}}{e} = \frac{k+1}{k-1}.$$

При выборе расчетной схемы кулисного механизма следует иметь в виду, что механизм по фиг. 43, г дает значительно более равномерную скорость рабочего хода, чем механизм по фиг. 43, в. Механизм с шатуном на конце кулисы близок к механизму по фиг. 43, в и может приближенно рассчитываться по тем же формулам. Механизм с подвеской кулисы на кривошипе дает кривую рабочего хода, близкую к кривой механизма по фиг. 43, г.

Для механизмов с неподвижной осью вращения кулисы (фиг. 43, в, г) угол поворота кривошипа α при заданном перемещении ползуна x , а также угол поворота β , угловая скорость ω_k и угловое ускорение ε_k кулисы [98] (при помощи которых легко могут быть подсчитаны скорости и ускорения ползуна), определяются по формулам:

$$\alpha = \arcsin \frac{x}{l} + \arcsin \frac{x}{l\delta};$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\delta \sin \alpha}{1 + \delta \cos \alpha};$$

$$\omega_k = \omega \frac{\delta (\delta + \cos \alpha)}{1 + \delta^2 + 2\delta \cos \alpha}; \quad \varepsilon_k = -\omega^2 \frac{\delta (1 - \delta^2) \sin \alpha}{(1 + \delta^2 + 2\delta \cos \alpha)^2},$$

где

$$\delta = \frac{r}{e}.$$

Эти формулы могут потребоваться при специальных расчетах. Для определения перемещений, скорости и ускорений ползуна в механизмах с вращающейся кулисой следует величины

β , ω_k и ϵ_k подставлять в формулы для кривошипно-шатунных механизмов (см. выше стр. 108).

За расчетное окружное усилие на пальце кривошипа обычно принимается усилие при среднем положении кулисы, определяемое из уравнения моментов относительно оси вращения кулисы. В этом положении силы инерции ползуна и тангенциальные силы инерции кулисы равны нулю.

Наибольшее полное усилие на палец кривошипа обычно имеет место в момент врезания резца, когда усилие резания благодаря мгновенному приложению достигает повышенного значения и когда камень кулисы находится ближе к оси вращения кулисы.

Наибольшие инерционные усилия имеют место во время обратного хода; при обычных числах ходов шепингов в минуту эти усилия меньше максимальных рабочих и, следовательно, нормально могут не проверяться.

Силы инерции кулисы невелики по сравнению с силами инерции ползуна и их можно свободно не учитывать при расчетах.

В обоих указанных расчетных случаях можно пользоваться или уравнением моментов или уравнением работ. Последний способ позволяет удобное определение окружной силы на пальце кривошипа умножением силы на ползуне на отношение скорости ползуна к постоянной окружной скорости на пальце кривошипа и делением на k . п. д.

Динамический анализ четырехшарнирного механизма зубодолбежных станков можно производить аналогично анализу кулисных механизмов [99].

Результаты теоретического и экспериментального исследования динамики реверсирования, в частности, для продольно-строгальных станков с муфтами, приведены в работах С. Н. Коженикова [100, 101]. Наибольшие напряжения в механизме привода стола возникают обычно в момент врезания инструмента в материал изделия, причем они не превышают удвоенных рабочих напряжений.

22. Кулачковые механизмы

Максимально допустимые углы подъема кулачков определяются из условия равновесия толкателя при достаточном коэффициенте безопасности против самоторможения.

Участки кулачков, соответствующие рабочим ходам, профилируются для получения постоянной подачи: для осевых кулачков — по винтовой линии, а для радиальных — по архимедовой спирали. Участки кулачков, соответствующие холостым ходам, при относительно малых скоростях перемещений, когда силы инерции не играют существенной роли, следует профилировать с постоянным углом подъема. Для осевых кулачков это приводит также к винтовой линии, а для радиальных — к логарифмической спирали. При больших скоростях перемещений участки холостых ходов следует профилировать, исходя из условия получения постоянного ускорения, которое для осевых кулачков приводит к пара-

боле (навернутой на цилиндр), а для радиальных — к кривой второй степени в полярных координатах. Указанные выше кривые соответствуют поступательно-перемещающемуся толкателю с острием. Для толкателей с роликами кулачки следует очерчивать по эквидистантам (равноотстоящим) к указанным выше кривым. При изготовлении кулачков по разметке кривые полезно заменять специально подобранными дугами окружностей.

Расчет кулачков на смятие следует производить по Герцу или по условному напряжению на проекцию ролика.

23. Элементы механизмов подачи

Тяговое усилие (на реечной шестерне, ходовом винте и т. д.) можно приближенно определять по следующим формулам [105].

Для токарных станков с комбинированными и треугольными направляющими

$$Q = \mu(P_x + G) + kP_x \text{ кг};$$

для токарных станков с прямоугольными направляющими

$$Q = \mu(P_x + P_y + G) + kP_x \text{ кг};$$

для столов фрезерных станков с направляющими в форме ласточкина хвоста

$$Q = \mu(P_x + 2P_y + G) + kP_x \text{ кг},$$

где P_x — для токарных станков — окружная слагающая усилия резания, для фрезерных — слагающая, перпендикулярная к плоскости стола;

P_x — слагающая усилия резания в направлении подачи;

P_y — третья слагающая усилия резания (для токарных станков — в направлении оси реза);

G — вес перемещающихся частей;

μ — приведенный коэффициент трения; многочлен в скобках представляет собой приближенное выражение для суммы реакций на направляющих при $P_x = 0$;

k — коэффициент пропорциональности.

При нормальных условиях смазки можно принимать:

$$\mu = 0,18; k = 1,15;$$

для токарных станков с прямоугольными направляющими

$$\mu = 0,15; k = 1,1;$$

для столов фрезерных станков

$$\mu = 0,2; k = 1,4.$$

Допустимые удельные давления в гайках винтов приведены в табл. 37.

1 См. приложение 1, стр. 128, а также стр. 5 и 6

Максимально допустимые удельные давления в гайках
винтов в кг/мм²

Винты	Гайка чугунная	Гайка бронзовая
Винты, осуществляющие точные перемещения (нарезание резьбы и т. д.)	20	30
Прочие винты	50	110

Эти цифры относятся к длинным гайкам с отношением длины к диаметру $\frac{l}{d} = 2,5-4$; для более коротких гаек они могут быть повышены на 20%.

Необходимый момент инерции условного расчетного сечения винта, работающего на продольный изгиб, определяется по известной формуле Эйлера:

$$I = \frac{n^2 Q}{k \pi^2 E} \text{ см}^4,$$

где l см — расстояние между опорами;

Q кг — сжимающая сила;

E кг/см² — модуль упругости;

n — запас устойчивости;

k — коэффициент, зависящий от конструкции опор.

Запас устойчивости n для вертикальных винтов можно принимать 3—4, а для горизонтальных, учитывая влияние поперечного изгиба¹, — 4 и более.

При обеих шарнирных опорах (если $\frac{l}{d}$ опор меньше 1,5) коэффициент k равен единице; при обеих жестких опорах, рассматриваемых как заделки (если $\frac{l}{d}$ опор больше 3), k можно принимать равным четырем, при одной жесткой и одной шарнирной опоре k можно принимать равным двум и т. д.

По известному моменту инерции условного сечения винта можно определить внутренний диаметр винта².

Ошибка в шаге нарезаемой резьбы на 1 мм, вызванная сжатием или растяжением и кручением ходового винта

$$\Delta = \frac{1000Q}{EF} \pm \frac{500M_R l}{\pi G I_0} \text{ мм},$$

¹ Для горизонтальных винтов расчет по формуле Эйлера является условным; фактический запас устойчивости значительно меньше.

² По опытам Старосельского и Заблонского

$$I = \frac{\pi d_1^4}{64} \left(0,4 + 0,6 \frac{d}{d_1} \right),$$

где d — наружный диаметр винта, d_1 — внутренний диаметр винта.

где E и G — модули упругости первого и второго рода, принимаемые обычно для стали $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$;
 $G = 8,4 \cdot 10^5 \text{ кг/см}^2$;

Q и M_z — осевая сила в кг и крутящий момент в кгсм ;

t — шаг винта в см ;

F и I_0 — площадь сечения винта в см^2 и момент инерции в см^4 , вычисленные по внутреннему диаметру.

Диаметры ходовых валиков определяются условиями жесткости, влияющей на равномерность перемещения супортов. Фактически в токарных станках углы закручивания валиков на 1 м изменяются от $5'$ для тяжелых станков до $20'$. Удельные давления на шпонках обычно около $60—70 \text{ кг/см}^2$.

24. Маховики

Маховики применяются в станках с возвратно-поступательным главным движением (накатных, долбежных, шепингах) в связи с сильной неравномерностью нагрузки за один оборот кривошипа, а также в зубофрезерных и некоторых других фрезерных станках в связи с переменной площадью сечения стружки, снимаемой зубьями фрезы, и высокими требованиями к равномерности вращения шпинделя. В последнем случае маховики ставятся непосредственно на шпиндели, причем размеры маховиков определяются эмпирически.

При обычных расчетах потребный момент инерции маховика определяется по известной формуле:

$$\Theta = \frac{90A}{n^2 \delta} \text{ кгм сек}^2,$$

где A кгм — избыточная работа сопротивления, включающая работу сил инерции, по диаграмме тангенциальных усилий или моментов на валу маховика (т. е. работа, выражаемая максимальной частью площади между кривой сопротивления и прямой, соответствующей среднему моменту);

n — число оборотов вала маховика в минуту;

$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{ср}}}$ — неравномерность вращения.

Из этой же формулы при проверочных расчетах может быть определена неравномерность вращения.

Последняя в машинах обычно допускается не меньше $\frac{1}{20}$.

Станки с возвратно-поступательным главным движением часто работают с большей степенью неравномерности.

Момент инерции маховика определяется как сумма моментов инерции массы полых цилиндров, соответствующих ободу, диску и ступице, из которых основную часть составляет момент инерции обода, а остальными моментами в первом приближении можно пренебрегать.

Момент инерции массы полого цилиндра с диаметрами \bar{D} и d м, шириной b м и удельным весом γ кг/дм³ определяется по формуле:

$$\Theta = 10 \gamma b (D^4 - d^4) \text{ кг.м сек}^2.$$

В ряде случаев полезной может оказаться проверка динамической нагрузки на ремень. Если в простейшем случае динамическая нагрузка на шкив-маховик, отнесенная к радиусу наружной поверхности, может быть приближенно выражена по закону синусоиды $P_0 \sin \omega t$, то динамическая нагрузка ремня из рассмотрения вынужденных колебаний ремня определяется по формуле:

$$Q = \frac{P_0 \sin \omega t}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2} \text{ кг},$$

где ω_0 — круговая частота (соответствующая угловой скорости) возмущающей силы;

ω — круговая частота собственных колебаний маховика со станком (момент инерции Θ), ремня и ротора электродвигателя (Θ_1)

$$\omega_0^2 = \frac{EFD^2}{2L} \left(\frac{1}{\Theta} + \frac{1}{\Theta_1} \right),$$

где дополнительно: E кг/см² — модуль упругости материала ремня, равный для новых кожаных ремней — 1250 кг/см², для работающих кожаных ремней — 2500 кг/см², для прорезиненных ремней — 4000 кг/см², для хлопчатобумажных — 2250 кг/см² и для шерстяных — 3000 — 4000 кг/см²;

F см² — площадь сечения ремня;

L м — длина ремня;

D м — диаметр шкива-маховика;

i — отношение чисел оборотов электродвигателя к числу оборотов маховика.

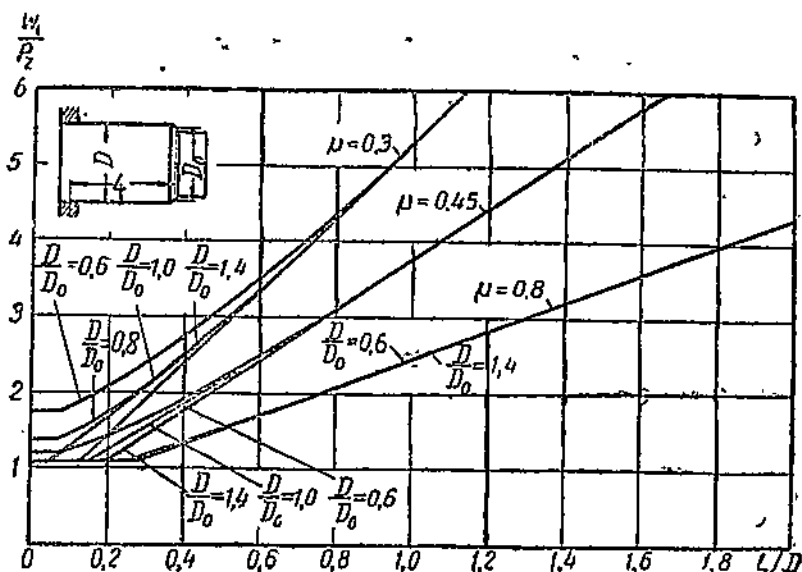
Второй член в скобках часто может быть ввиду его малости отброшен.

VIII. ЗАЖИМНЫЕ УСТРОЙСТВА

25. Зажимные патроны

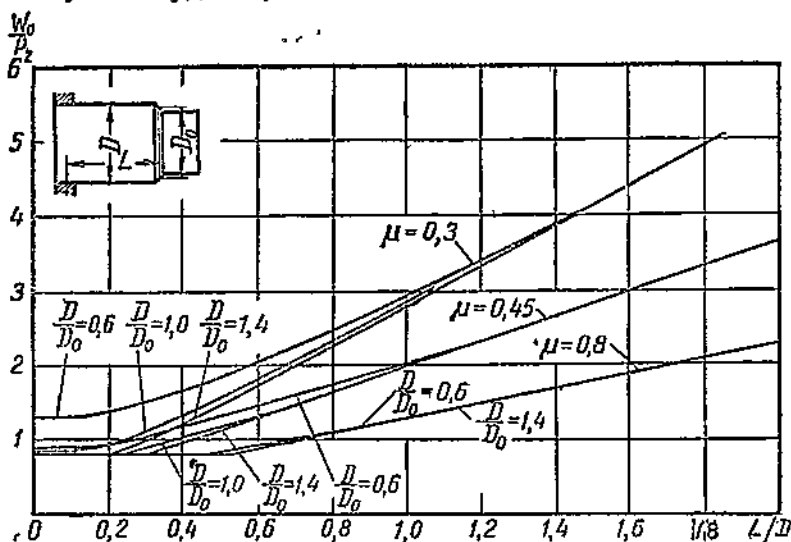
Потребная сила W_0 зажима одним кулачком в кулачковых патронах определяется из условия невыскальзывания детали, по графикам фиг. 44 и 45 [107]. Последние построены с учетом перераспределения сил между кулачками под действием радиальных сил на изделие. При работе без заднего центра и малой длине зажима (зажим ступеньками кулачков), а для чистовой обработки при любой длине зажима, W_0 определяется по графикам, в зависимости от отношения вылета резца от патрона L к диаметру зажима D и от отношения диаметра зажима D к диаметру обработки D_0 .

При работе с задним центром или большой длине зажимных губок W_0 может быть взято как минимальное значение для



Фиг. 44. График для определения силы зажима в трехкулачковых патронах

данного коэффициента сцепления (по горизонтальным участкам кривых у оси ординат).



Фиг. 45. График для определения силы зажима в четырехкулачковых патронах

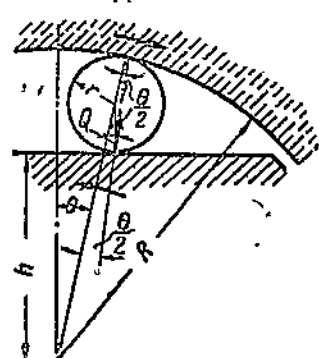
Рекомендуемые значения коэффициента сцепления: при гладких губках—0,25; при губках с кольцевыми канавками—0,3—

0,4; при губках с взаимно перпендикулярными канавками — 0,45—0,5; при губках с острым зубом — 1,0.

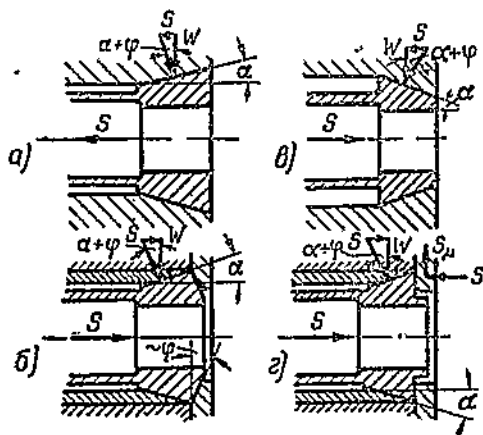
Потребная сила на рукоятке ключа может быть оценена при помощи удобных для пользования расчетных зависимостей с приближенным учетом второстепенных сил трения в механизме.

Потребная сила на рукоятках при их обычных длинах и обычных передаточных числах патронов, если принять коэффициент трения в механизмах патронов равным 0,1, а на направляющих — 0,15, изменяется для патронов типа Кушмана (в диапазоне диаметров от 100 до 400 мм) от $\frac{W_0}{25}$ — для малых размеров до $\frac{W_0}{60}$ — для больших, а для четырехкулачковых (300 — 500 мм) от $\frac{W_0}{30}$ до $\frac{W_0}{60}$.

Расчет самозажимных патронов сводится к правильному выбору зажимного профиля и проверке поверхностных слоев зажимных тел и обрабатываемой детали.



Фиг. 46. Схема самозажимного роликового патрона для внутреннего зажима



Фиг. 47. Зажимные цанги

Для роликовых патронов угол заклинивания (подъема профиля) из условия возможности самозажима должен быть меньше двойного угла трения между роликом и зажимным профилем (обычно угол заклинивания принимается 4—6°). Зажимной профиль при зажиме изнутри деталей с малыми допусками на диаметр очерчивается по прямой, а при зажиме изнутри или снаружи деталей с большими допусками на диаметр теоретически должен очерчиваться по логарифмической спирали

$$r = r_0 e^{\theta \alpha},$$

где θ — угол подъема профиля в радианах¹;

α — текущий координатный угол.

Логарифмическая спираль обеспечивает одинаковые условия зажима на всем диапазоне. Логарифмическая спираль может быть с достаточной точностью заменена дугой окружности.

¹ Точнее, тангенс угла подъема профиля,

Для патронов внутреннего зажима с малым диапазоном зажима координата зажимной плоскости (фиг. 46)

$$h = (R - r) \cos \theta - r.$$

Сила, сжимающая каждый из трех роликов от крутящего момента резания M для любого профиля при угле заклинивания θ ,

$$Q = \frac{M}{3R \sin \frac{\theta}{2}}.$$

Для патронов с сухарями угол подъема профиля должен быть меньше разности углов трения между сухарем и изделием и между сухарем и профилем. Поэтому особенно важно увеличение коэффициента сцепления сухаря с изделием введением насечки зубьев и т. д. Зажимной профиль очерчивается по дуге окружности, максимально приближающейся к логарифмической спирали. Очерчивание профиля по дуге окружности обязательно для устойчивого направления сухаря.

В патронах с зажимными эксцентриковыми секторами профиль зажимных секторов также теоретически следует очерчивать по логарифмической спирали, которая заменяется дугой окружности. Угол подъема обычно $0,2 - 0,25$ ($11 - 14^\circ$), на зажимной поверхности делается насечка.

Полный расчет цангового зажима при проектировании новых станков, а также при нормализации [109—111], должен включать определение усилия включения, проверку напряжения изгиба при зажиме прутка минимального диаметра, для механизмов зажима с управлением от кулачков (автоматы) — расчет компенсаторной пружины, предохраняющей от обрыва цанги при зажиме прутков максимального диаметра, и, наконец, проверку удельного давления на конусной опорной поверхности губок и проверку зажимной поверхности прутка.

Суммарная нормальная сила зажима

$$W = \frac{1}{\mu} \sqrt{\left(\frac{2M}{D}\right)^2 + P_x^2},$$

где M — момент сил резания, стремящийся повернуть пруток;

P_x — суммарная осевая сила на пруток;

D — диаметр зажима;

μ — коэффициент сцепления (значения μ — см. выше стр. 117).

Потребная осевая сила на цанге¹:

для цанги по фиг. 47, а, б $S = W \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$;

для цанги по фиг. 47, в $S = W [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + (0,3 - 1) \mu]$ (коэффициент при μ следует выбирать в зависимости от жесткости упора);

¹ При разрезной или тонкой подающей трубе в конструкциях 47 б и в S увеличивается на величину до $W \mu$.

для цанги по фиг. 47, з

$$S = \frac{W}{\operatorname{ctg}(\alpha + \varphi) - \mu_1}$$

Сила включения (обозначения см. фиг. 48)

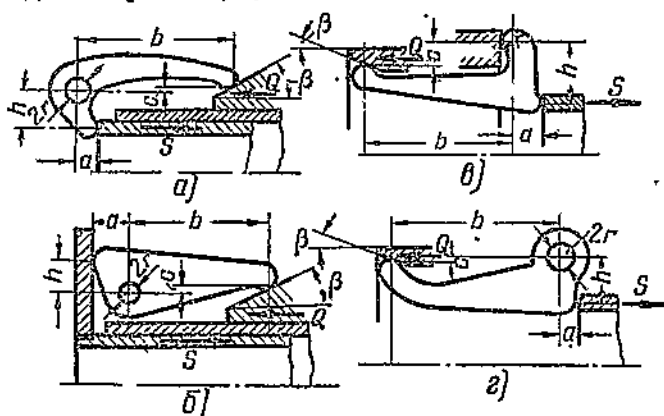
$$Q = S \operatorname{tg}(\beta + \varphi) \frac{h + (a+r)\mu_1}{b \pm c \operatorname{tg}(\beta + \varphi)}$$

где дополнительно:

β — угол наклона касательной к профилю втулки включения в точке зажима;

μ_1 и φ — коэффициент трения и угол трения в зажимных механизмах.

Знак плюс — для конструкций по фиг. 48, а, б, а минус — для конструкций по фиг. 48, в, з.



Фиг. 48. Механизмы зажима

Проверку напряжений изгиба в лепестках цанги следует производить, рассматривая лепесток как консольную балку с заданной деформацией f на конце, равной половине максимального допуска на диаметр прутка плюс начальный радиальный зазор между губками и прутком максимального диаметра.

Если разность δ углов наклона конуса разжатой цанги и направляющего конуса настолько велика, что при всем диапазоне зажимаемых диаметров они касаются в передней части, то конец губки можно рассматривать свободно поворачивающимся (не воспринимающим момента).

Тогда напряженне изгиба в месте заделки лепестка (фиг. 49).

$$\sigma_1 = \frac{3Efy_1}{(l+L)^2}; \quad \sigma_2 = \frac{3Efy_2}{(l+L)^2}$$

Проверка расчетного случая

$$\delta \geq \frac{3}{2} \frac{f}{l+L};$$

здесь и ниже E — модуль упругости;
 γ — половина угла лепестка в градусах;
 y_1 — расстояние от нейтральной оси сечения лепестка до наружных волокон;
 y_2 — до внутренних волокон;

$$y_1 \approx R - 57,3 r_{cp} \frac{\sin \gamma}{\gamma};$$

$$y_2 \approx 57,3 r_{cp} \frac{\sin \gamma}{\gamma} - r \cos \gamma.$$

Остальные обозначения — по фиг. 49.

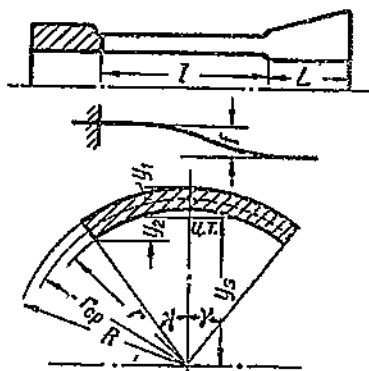
В противном случае губка лепестка при зажиме направляется направляющим конусом и лепесток должен рассматриваться как консольная балка с заданным прогибом f и углом наклона δ на конце. Тогда напряжение изгиба в месте заделки (δ — в градусах);

$$\sigma_1 = \frac{6E y_1}{l} \left(\frac{f}{l} - 0,0058 \delta \right);$$

$$\sigma_2 = \frac{6E y_2}{l} \left(\frac{f}{l} - 0,0058 \delta \right).$$

К этим напряжениям должно быть также прибавлено напряжение растяжения от осевой силы.

Для расчета компенсаторной пружины из кинематических условий вычисляется разность деформаций пружины при зажиме прутка максимального и минимального диаметров, вычисляется потребная сила на пружину при зажиме прутка минимального диаметра и выбирается отношение силы зажима прутков максимального и минимального диаметров. Это отношение во избежание излишнего перенапряжения материала должно быть возможно меньше, обычно оно не более 3. Постановкой пружины Бельвила со специально подобранными параметрами можно обеспечить силу зажима, весьма близкую к постоянной.



Фиг. 49. Расчетная схема лепестка цапги

26. Крепежные винты

Размеры мелких винтов, крепящих мало нагруженные и неотчетливые детали — кожухи, крышки и т. д., выбираются в соответствии с габаритами привертываемых деталей при условии, чтобы винты не были свернуты при затяжке.

Расчет винтов, работающих на растяжение без начальной затяжки (резбовые концы ходовых винтов, грузовых крюков и т. д.), производится на растяжение по заданной нагрузке. Допустимое напряжение при статической нагрузке или плавно меняющейся нагрузке с небольшим общим числом нагружений, не вызывающим опасности усталости, можно принимать для

незакаленных винтов до $0,8\sigma_s$, а для закаленных — до $0,6\sigma_s$. При этом коэффициент концентрации напряжений в расчет не вводится.

Расчет винтов, работающих с начальной затяжкой, следует вести на растяжение по суммарной нагрузке, предполагая, что сила начальной затяжки равна ее потребному значению.

Учитывая скручивание винтов и возможность их перезатяжки, допустимое напряжение при условном расчете на растяжение можно принимать в 50% , а в случае специального контроля силы затяжки — в 70% от приведенных выше значений.

Расчет винтов стыков, подверженных сдвигающим нагрузкам, которые воспринимаются силами трения на стыковой поверхности, как известно, производится по силе начальной затяжки, несколько большей, чем сдвигающая сила, деленная на коэффициент трения.

Расчет винтов для крепления крышек при необходимости обеспечить плотность соединения производится из условия сохранения на поверхности стыка удельного давления большего, чем внутреннее, на величину порядка $10-15 \text{ кг/см}^2$.

Суммарная нагрузка винтов должна быть соответственно больше произведения площади, очерченной наружным контуром фланца, на удельное давление в цилиндре.

Расчет винтов для крепления деталей, подверженных общему случаю нагружения, при необходимости достаточной жесткости стыка (винты составных станин, стоек, траверс, кронштейнов), должен производиться из условия сохранения при действии расчетных нагрузок контакта по всей поверхности стыка, с выбранным минимальным удельным давлением, обеспечивающим достаточную жесткость стыка. Суммарная расчетная нагрузка винта равна сумме внешней нагрузки на винт P и силы P_0 , потребной для обеспечения на стыке необходимого удельного давления.

Сила на опасный винт от внешней нагрузки определяется из уравнений статики с учетом, что нагрузка на винты (и соответствующие части стыка) пропорциональна расстоянию до нейтральной оси.

В случае более или менее равномерного распределения винтов по контуру сила на опасный винт с координатами относительно главных осей x и y равна

$$P = \frac{Q}{z} + \frac{M_x y}{\sum y_i^2} + \frac{M_y x}{\sum x_i^2},$$

где $Q \text{ кг}$ — сила, отрывающая от стыка;
 M_x и $M_y \text{ кгсм}$ — опрокидывающие моменты относительно центральных осей;

z — общее число винтов;

x_i и $y_i \text{ см}$ — координаты отдельных винтов.

В общем случае неравномерного распределения винтов по стыку сила на опасный винт определяется из формулы:

$$P = F' \left[\frac{Q}{F} + \frac{M_x y}{I_x} + \frac{M_y x}{I_y} \right].$$

Множитель в квадратных скобках представляет собой напряжение в точке стыка с координатами рассчитываемого винта, вычисленное в предположении, что соединяемые детали представляют собой одно целое.

Здесь дополнительно обозначено:

I_x, I_y см⁴ — моменты инерции площади стыка;

F см² — общая площадь стыка;

F' см² — площадь стыка, соответствующая рассчитываемому винту.

Сила P_0 , необходимая для обеспечения на стыке удельного давления σ_0 ,

$$P_0 = F' \sigma_0,$$

где σ_0 из условия жесткости стыка выбирается обычно 10—20 кг/см²¹.

Шатуновые винты, подверженные переменным нагрузкам, подбираются на основе условного статического расчета с сильно пониженным расчетным напряжением. Для ответственных винтов необходима проверка коэффициента безопасности [112]

$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_p}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_s}\right)^2}},$$

где σ_{\max} — напряжение растяжения от максимальной нагрузки;

τ — напряжение кручения;

σ_p — предел динамической прочности винтов в зависимости от среднего напряжения σ_m цикла²

$$\sigma_p = \sigma_m + \frac{\sigma_{-1z}}{K_s} \leq \sigma_s;$$

σ_{-1z} — предел усталости при растяжении, сжатии, равный $0,7\sigma_{-1}$;

K_s — эффективный коэффициент концентрации напряжений (табл. 38);

τ_s — предел текучести на сдвиг, равный $0,58\sigma_s$.

¹ Минимальная величина начальной затяжки, определяемая при специальных расчетах, может быть вычислена как сумма силы, необходимой для сохранения жесткости стыка (P_0), и силы, на которую часть стыка, отнесенная к одному винту, разгружается после приложения отрывающей внешней нагрузки на винт.

Последняя пропорциональна силе P и отношению жесткости стыка (принимаемой как обратная величина деформации под действием осевой силы, равной единице) к сумме жесткости стыка и винта. Жесткость стыка может быть оценена на основе приведенных выше экспериментальных данных по деформациям стыков или условно определена как жесткость кольца толщиной, равной толщине соединяемых фланцев с наружным диаметром, равным наружному диаметру опорной поверхности головки винта или гайки или средней толщине фланца.

² σ_m определяется от средней нагрузки на винт, равной для шатуновых винтов полусумме начальной затяжки винта и максимальной нагрузки на винт.

Значения коэффициентов K_c концентрации напряжений в резьбе винтов с нормальными стальными гайками

Резьба	Материал винта	
	углеродистая сталь	легированная или закаленная сталь
Витворта	3,6÷3,8	4,2÷4,4
Метрическая	4,8÷5,0	5,5÷5,8

IX. ФУНДАМЕНТЫ

Большинство средних и мелких станков, включая и станки с возвратно-поступательным главным движением (долбежные, шепинги, зубодолбежные), ставятся на общую бетонную плиту цеха. При этом станки, имеющие достаточно жесткие станины и не подверженные сдвигающим или большим вертикальным динамическим воздействиям, могут даже не закрепляться болтами.

Индивидуальные фундаменты необходимы: для станков, подверженных большим динамическим воздействиям, для прецизионных станков (в частности, в целях изоляции от внешних колебаний) и для тяжелых станков.

Расчеты фундаментов обычно производятся в виде проверочных расчетов.

Основным расчетом является проверка удельного давления под фундаментом.

Удельные давления подсчитываются по известным формулам равномерного или эксцентрического сжатия от действия веса станка, веса фундамента, а также если привод станка осуществляется от электродвигателя, установленного на отдельном основании или от трансмиссии, — от силы натяжения ремня.

Допускаемые удельные давления могут выбираться по табл. 39 [113, 114] или в соответствии с удельным давлением, принятым при постройке зданий цеха.

Для средних станков удельные давления обычно получаются ниже допустимых.

Глубина фундаментов тяжелых станков выбирается ниже глубины промерзания грунта.

Для тяжелых длинных станков, в которых фундамент должен придавать станине дополнительную жесткость, можно расчетным путем оценить прогибы, рассматривая совместную работу станины и фундамента.

При этом станина вместе с фундаментом должна рассматриваться как балка на упругом основании. Однако, практически учитывая, что искривления станины, а, следовательно, и фундамента, допустимы в очень небольших пределах, можно в порядке первого приближения пренебречь перераспределением давления грунта от этого искривления и, следовательно, при определении

Допускаемые статические удельные давления на грунт p кг/см² и коэффициенты C_z кг/см² упругого равномерного сжатия¹

Категория грунта	Наименование грунта	Допускаемое давление при действии статической нагрузки p кг/см ²	Коэффициент упругого равномерного сжатия C_z кг/см ²
I	Слабые грунты (глина и суглинок в пластичном состоянии на границе пластичности, средней плотности супесь и пылеватый песок, насыщенные водой, а также грунты II и III категорий с прослойками ила или торфа)	До 1,5	До 3
II	Средней прочности грунты (глина и суглинок в твердом и пластичном состоянии на границе раскатывания, супесь сухая и влажная, пылеватый песок, влажный мелкий и средней крупности песок)	1,5—3,5	3—6
III	Прочные грунты (глина и суглинок в твердом состоянии, имеющие минимальную естественную влажность, песок крупный и гравелистый, гравий и галька, сухие лёсс и лёссовидный суглинок)	3,5—6	6—10
IV	Скальные основания	Более 6	Более 10

¹ Для свайных оснований принимаются удвоенные значения C_z .

искривления не учитывать систему взаимно уравновешенных сил: веса станка, фундамента и реакции грунта. Допустимость этого и погрешность расчета легко оценить после подсчета величины искривления.

Если станина установлена на регулируемых башмаках и притянута болтами, то можно считать, что станина и фундамент работают независимо и в расчетные формулы подставлять сумму жесткостей станины и фундамента

$$EI = E_{ст}I_{ст} + E_{фунд}I_{фунд}.$$

Если станок залит на фундаменте и закреплен фундаментными болтами, то можно считать, что станина работает с фундаментом как одно целое. Для расчета нужно определять суммарный момент инерции сечения станины и фундамента, приведенный к одному модулю упругости, например модулю упругости чугуна. Тогда при определении расчетного момента инерции ширину фундамента следует уменьшить в отношении модуля упругости фундамента к модулю упругости чугуна.

Для станков, подверженных большим динамическим воздействиям, следует проверять частоту собственных колебаний

фундамента со станком во избежание явлений резонанса, а в ответственных случаях—также амплитуду вынужденных колебаний.

Число собственных вертикальных колебаний фундамента со станиной в минуту

$$n_z = 300 \sqrt{\frac{C_z F}{M}}$$

Число собственных горизонтальных колебаний вследствие сдвига грунта под фундаментом

$$n_x = 300 \sqrt{\frac{C_x F}{M}}$$

Число собственных вращательных колебаний

$$n_\varphi = 300 \sqrt{\frac{C_\varphi I}{\Theta}}$$

где M т сек²/м—масса фундамента и станка;

Θ т м сек²—момент инерции фундамента и станка относительно оси, проходящей через центр тяжести подошвы, перпендикулярно к плоскости колебаний;

F м²—площадь основания фундамента;

I м⁴—момент инерции площади подошвы фундамента относительно той же оси;

C_z кг/см³—коэффициент упругого равномерного сжатия грунта, см. табл. 39;

C_x кг/см³—коэффициент упругого сдвига грунта $C_x = 0,5C_z$;

C_φ кг/см³—коэффициент упругого неравномерного сжатия $C_\varphi = 2C_z$.

Амплитуды вынужденных колебаний могут быть определены по следующим упрощенным формулам:
для вертикальных колебаний

$$A_z = \frac{90 P_z}{M(n_z^2 - n^2)} \text{ мм};$$

для горизонтальных колебаний сдвига

$$A_x = \frac{90 P_x}{M(n_x^2 - n^2)} \text{ мм};$$

для вращательных колебаний (амплитуда колебаний ребра подошвы фундамента)

$$A_\varphi = \frac{90 P_x H a}{\Theta (n_\varphi^2 - n^2)} \text{ мм},$$

где n —число периодов возмущающей силы в минуту (число двойных ходов и т. д.);

a м—половина размера ребра подошвы фундамента в плоскости колебания его;

H_m — расстояние от плоскости действия горизонтальных возмущающих сил до подошвы;

P_z кг — вертикальная возмущающая сила;

P_x кг — горизонтальная возмущающая сила.

Следует иметь в виду, что система — станок с фундаментом на грунте при колебаниях имеет большое трение, кроме того, грунт не следует линейному закону деформаций, поэтому при небольших возмущающих силах, даже в случае совпадения частот, опасность значительного увеличения амплитуд колебаний невелика.

Частота собственных колебаний станков с фундаментами и станков, установленных без затяжки на основаниях невысокой жесткости, невысока. Так как ускорения пропорциональны квадрату частоты, то, следовательно, эти колебания вызывают значительно меньшую опасность, с точки зрения работы станка, чем высокочастотные колебания, возникающие в самом станке.

Для длинных станков, которые заливаются на фундаменте (например, при большой ширине станины, затрудняющей установку на башмаках, и т. д.), необходим тепловой анализ деформаций.

Станины и фундаменты этих станков работают по аналогии с биметаллическими пластинками в тепловых реле.

Разность свободных тепловых деформаций станины и фундамента на 1 м длины

$$\Delta = \alpha_{ст}(t_{ст} - t_{ост}) - \alpha_{ф}(t_{ф} - t_{0ф}),$$

где $\alpha_{ст}$ и $\alpha_{ф}$ — коэффициенты линейного расширения материалов станины и фундамента;

$t_{ост}$ и $t_{0ф}$ — средние температуры станины и фундамента при заливке станины;

$t_{ст}$ и $t_{ф}$ — средние температуры станины и фундамента для расчетного момента.

В пределах малых прогибов, при которых перераспределением давления под фундаментом от тепловых деформаций можно пренебречь, прогиб δ станины длиной L с расстоянием от центра тяжести сечения станины до центра тяжести фундамента h может быть подсчитан по формуле:

$$\delta = \frac{\Delta L^2}{8h} \text{ м.}$$

В общем случае величину прогиба станины можно определить, рассматривая фундамент и станину как балку на упругом основании под действием моментов сил на концах $m = \frac{EIA}{h}$, действие которых на свободную балку вызывает такие же деформации, как и тепловые явления¹.

Определение суммарной жесткости станины и фундамента см. выше.

¹ Готовое решение для балки на упругом основании, подверженной двум одинаковым моментам, можно найти в справочниках [115].

Местные напряжения при сжатии упругих тел
(по Н. М. Беляеву):

1) Наибольшее удельное давление на площадке касания при начальном касании по линии (сжатие цилиндров вдоль образующих; коэффициент Пуассона принят равным 0,3).

$$\sigma = 0,418 \sqrt{qE \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)},$$

где q — нагрузка кг на 1 см длины касания;

R_1 и R_2 см — радиусы кривизны сжимаемых тел, положительные для выпуклых тел и отрицательные для вогнутых (для плоскости $R = \infty$);

E кг/см² — модуль упругости (при сжатии тел из разных материалов с модулями упругости E_1 и E_2 , $E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$).

2) Наибольшее удельное давление на площадке касания при сжатии тел вращения вдоль оси симметрии

$$\sigma = 0,388 \sqrt[3]{PE^2 \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)^2},$$

где P — сжимающая сила;

R_1 , R_2 и E — см. выше.

3) Наибольшее удельное давление для случая сжатия тел с главными радиусами кривизны¹ R_1 и R_2 и соответственно R_3 и R_4 (предполагается, что главные нормальные сечения¹ сжимаемых тел совпадают, что имеет место для подавляющего большинства технических случаев расчета).

$$\sigma = m \sqrt[3]{PE^2 \left(\frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_4} \right)^2}.$$

Здесь R_2 и R_4 — радиусы кривизны сжимаемых тел в плоскости наиболее тесного касания;

m определяется по фиг. 50 в зависимости от отношения $\frac{A}{B}$.

Здесь A представляет собой минимальную полусумму главных кривизн двух сжимаемых тел в одном из общих главных сечений,

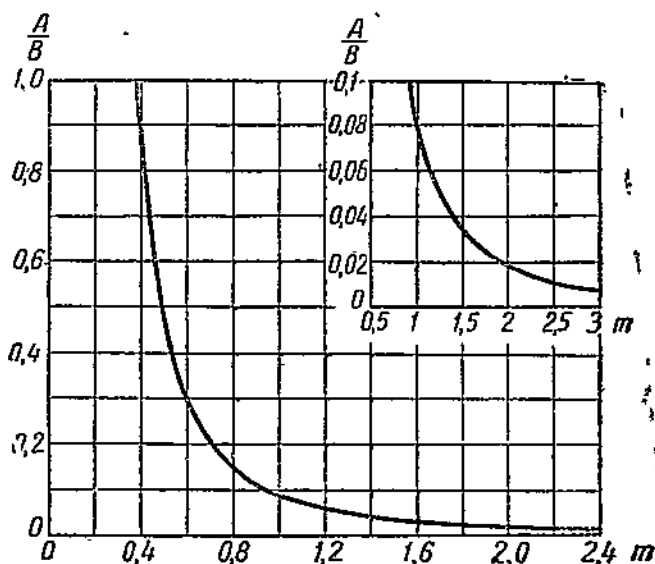
¹ Главными радиусами кривизны поверхности в данной точке называются максимальный и минимальный радиусы кривизны, лежащие во взаимно перпендикулярных нормальных сечениях, называемых главными.

а B — максимальную полусумму главных кривизн в перпендикулярном главном сечении

$$A = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_4} \right) \text{ и } B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right).$$

Радиусы кривизны подставляются со своими знаками.

4) Наибольшее касательное напряжение, характеризующее прочность для сталей, имеет место внутри тела и равно для всех видов площадки касания $0,3\sigma$, где σ — наибольшее удельное давление на площадке касания. Для площадки касания по



4 фиг. 50. График для определения коэффициента m

форме круга (при сжатии сферических тел) наибольшее касательное напряжение имеет место на глубине, равной половине радиуса площадки касания, для площадки касания по форме полоски (сжатие цилиндров) — на глубине $0,78$ от полуширины полоски.

На площадке касания наибольшее касательное напряжение имеет место: 1) для круговой площадки касания — на контуре и равно $0,145\sigma$; 2) для площадки касания в форме полоски — по середине полоски касания и равно $0,2\sigma$; 3) для эллиптической площадки касания — располагается в зависимости от соотношения полуосей площадки касания или на конце большой полуоси и не превосходит $0,145\sigma$, что имеет место у площадок, близких к круговым, или в центре площадки и не превосходит $0,2\sigma$, что имеет место у сильно вытянутых площадок, близких к полоскам.

Таблица основных механических характеристик применяемых в станкостроении марок сталей

Наименование сталей	Обозначение	Термообработка	Механические характеристики					
			HВ	R _c	σ _s	σ _b	τ ₋₁	
Углеродистая, обыкновенного качества	Ст-3	—	—	—	≥ 22	38—47	17—22	8,5—13
Углеродистая, обыкновенного качества	Ст-5	—	—	—	≥ 27	50—62	21—28	12—15
Углеродистая, обыкновенного качества	Ст-6	—	—	—	≥ 30	60—72	24—32	14—19
Автоматная	А-12	Горячекатаная	170	—	—	45—60	20—27	11—13
		Холоднотянутая	170—217	—	—	50—80	22—32	13—18
		Цинкование	—	—	—	Сердцевина 60, поверхность слой—100	30—40	18—24
Цементуруемая углеродистая	15	Нормализация 900—920°	139—149	—	≥ 20	35—45	17—22	8—12
		Цементация 880—920°, закалка 780—800°, отпуск 180—200°	—	56—62	25—30	45—55	—	—
Среднеуглеродистая	35	Нормализация 850—900°	187	—	≥ 30	52—65	22—30	13—18
		Закалка в воде 840—850° и отпуск 200—300°	—	30—40	—	≥ 100	—	—
Среднеуглеродистая	45	Цинкование 840°, охлаждение в воде, отпуск 180—220°	—	52—60	—	≥ 120	—	—
		Нормализация 850—900°	170—217	—	≥ 34	60—75	25—34	15—20
Среднеуглеродистая	45	Улучшение: закалка в воде 820—840°, отпуск 500—600°	220—250	—	42—52	75—90	32—40	19—23
		Закалка в воде 820—840°, отпуск 300—400°	—	38—46	≥ 75	> 100	40—50	22—29

Марганцовистая	50Г2	Нормализация 880—850° Закалка в масле 800—830°, отпуск 500—600°	220—260 — 28—33	≥43 ~70	≥75 95—100	33—40 42—50 19—23 25—29
	65Г	Закалка в масле 790—820°, отпуск 380—450° Закалка в масле 790—820°, отпуск 180—200°	— — —	— — —	~140 — —	55 32 —
Хромистая цементруемая	20Х	Нормализация 880—900° Улучшение (закалка в воде 840— 860°, отпуск 580—600°)	143—179 207—236	30—40 ≥50	46—60 ≥70	20—27 30—40 12—16 17—23
		Цементация 880—900°, закалка в масле 800—820°, отпуск 180— 200°	Сердце- вина 217—269 Поверхн. 56—62	— — —	Сердцевина ≥45	— — —
Хромистая	40Х	Улучшение (закалка в масле 820— 850°, отпуск 620—650°)	230—260	60—80	80—100	36—45 21—26
		Закалка в масле 820—840°, отпуск 450—500° Закалка в масле 820—850°, отпуск 180—200° Цандрование	— — — —	≥90 130—140 — —	110—130 150—165 — —	48—60 60—28 25 — —
Хромомарганцевокремни- стая	35ХГС	Закалка в масле 860—880°, отпуск 500°	≥275	≥80	≥100	45—55 —
		Закалка в масле 860—880°, отпуск 200°	—	135—165	170—195	— —

Обозначения: H_V — твердость по Бригеллю; R_C — твердость по Роквеллу; σ_s , kg/mm^2 — предел текучести; σ_b , kg/mm^2 — предельное сопротивление; σ_{-1} , kg/mm^2 — пределы усталости соответственно пазибу и кручению при изменении напряжений по аналкеремемному симметричному циклу (определенные на малых образцах).

Нормальные ряды чисел в станкостроении (по нормали

Значения знаменателя ряда φ							Значения знаменателя				
1,06	1,12	1,26	1,41	1,58	(1,78)	(2)	1,06	1,12	1,26	1,41	1,58
1	1	1	1	1	1	1	10	10	10		10
1,06							10,6				
1,12	1,12						11,2	11,2		11,2	
1,18							11,8				
1,25	1,25	1,25					12,5	12,5	12,5		
1,32							13,2				
1,4	1,4		1,41				14	14			
1,5							15				
1,6	1,6	1,6		1,6			16	16	16	16	16
1,7							17				
1,8	1,8				1,8		18	18			
1,9							19				
2	2	2	2			2	20	20	20		
2,12							21,2				
2,24	2,24						22,4	22,4		22,4	
2,36							23,6				
2,5	2,5	2,5		2,5			25	25	25		25
2,65							26,5				
2,8	2,8		2,8				28	28			
3							30				
3,15	3,15	3,15			3,15		31,5	31,5	31,5	31,5	
3,35							33,5				
3,55	3,55						35,5	35,5			
3,75							37,5				
4	4	4	4	4		4	40	40	40		40
4,25							42,5				
4,5	4,5						45	45		45	
4,75							47,5				
5	5	5					50	50	50		
5,3							53				
5,6	5,6		5,6		5,6		56	56			
6							60				
6,3	6,3	6,3		6,3			63	63	63	63	63
6,7							67				
7,1	7,1						71	71			
7,5							75				
8	8	8	8			8	80	80	80		
8,5							85				
9	9						90	90		90	
9,5							95				

1. Нормаль распространяется на ряды размеров, чисел оборотов, подач, мощ-
2. Ряды чисел более 1000 и менее 1 получают умножением или делением
3. Числа оборотов ряда не должны отклоняться от табличных более чем на в сторону уменьшения до 5% от чисел, подсчитанных по синхронному числу
4. Допускается составление произвольных рядов из нормальных путем пропуска

станкостроения Н11-1)

ряда φ		Значения знаменателя ряда φ							Точное зна- чение числ	Матрица 1g
(1,78)	(2)	1,06	1,12	1,26	1,41	1,58	(1,78)	(2)		
10	16	100	100	100		100	100		10000	000
		106							10593	025
		112	112						11220	050
		118							11885	075
		125	125	125	125			125	12589	100
		132							13335	125
		140	140						14125	150
		150							14962	175
		160	160	160			160		15849	200
		170							16738	225
18	180	180	180		180		180		17783	250
		190							18836	275
		200	200	200					19953	300
		212							21135	325
		224	224						22387	350
		236							23714	375
		250	250	250	250	250		250	25119	400
		265							26607	425
		280	280						28184	450
		300							29854	475
31,5	31,5	315	315	315			315		31623	500
		335							33497	525
		355	355		355				35481	550
		375							37584	575
		400	400	400		400			39811	600
		425							42170	625
		450	450						44668	650
		475							47315	675
		500	500	500	500			500	50119	700
		530							53088	725
56	63	560	560				560		55234	750
		600							59566	775
		630	630	630		630			63096	800
		670							66874	825
		710	710		710				70795	850
		750							74989	875
		800	800						79433	900
		850							84140	925
		900	900						89125	950
		950							94405	975
1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000			

ностей и других параметров, табличных данных на 1000. ± 10 (φ-1)%. В приводе от асинхронного электродвигателя допускается смещение ряда оборотов. части чисел (например, примененные ряда 132, 190, 265, 375, 530 и т. д.).

ЛИТЕРАТУРА¹

I. Критерии работоспособности деталей станков

1 — 2. Статическая прочность и усталость

1. F. R ö f s c h e r и др., Zulässige Spannungen der im Maschinenbau verwendeten Werkstoffe, „Maschinenbau“, 1931, № 3.
2. И. А. Одинг, О методах определения допускаемых напряжений в машиностроении, „Вестник металлопромышленности“, 1939, № 7.
3. С. В. Серенсен и И. М. Тетельбаум, Динамическая прочность в машиностроении, 1940.
4. И. В. Подзолон, Допускаемые напряжения для сталей, 1940.
5. Г. В. Ужик, О влиянии абсолютных размеров деталей машин на их прочность, Сб. „Вопросы расчета и конструирования деталей машин“, Академия наук СССР, 1942.
6. Н. М. Беляев, Сопротивление материалов, 1939.
7. Н. М. Беляев, Местные напряжения при сжатии упругих тел. Сб. „Инженерные сооружения и строительная механика“, 1924.
8. F. Karas, Dauerfestigkeit von Laufflächen gegenüber Grübchenbildung, „Zeitschrift des VDI“, 1941, № 14.
9. Г. К. Трубин, Питтинги зубчатых колес, их причины и предупреждение, „Вестник металлопромышленности“, 1940, № 2.
10. Н. П. Щапов и В. Н. Махов, Определение чувствительности к циклическим перегрузкам для трех типов углеродистой стали средней твердости, „Инженерный сборник“, т. I, вып. 1, Академия наук СССР, 1941.

3. Износ

11. Д. В. Конвиссаров, Износ металлов, 1938.
12. Е. М. Розенберг, Исследование износа чугуна при возвратно-поступательном движении. Повышение износоустойчивости чугуна легированием, термообработкой и модификацией. Сб. „Трение и износ в машинах“, т. I, Академия наук СССР, 1939.
13. H. Opitz, Untersuchungen über das Verschleissverhalten von Gusseisernen Gleitflächen, „Werkstattstechnik und Werksleiter“, 1940, № 3.
14. Гудович и Жуков (Реммаштрест), Износ деталей станков, „Машиностроитель“, 1937, № 12.
15. Д. Н. Федотов, Износ и ремонт пары шейка-втулка, Износ зубьев пестерен, „Авиапромышленность“, 1939, № 12.
16. И. А. Ананченко, Износ направляющих токарных станков, „Станки и инструмент“, 1935, № 8—9.

¹ По общетехническим вопросам преимущественно приводится русская литература общего значения, как более удобная для практического использования.

4. Тепловые расчеты

17. Hütte, т. I, отдел 4, Теплота, гл. 2. Передача теплоты.

18. Н. Н. Лебедев, Температурные напряжения в теории упругости, 1937.

5. Жесткость и устойчивость

19. К. В. Вотников, Жесткость станков, 1940.

20. С. П. Тимошенко, Вопросы устойчивости упругих систем, 1935.

21. А. И. Динник, Устойчивость упругих систем, 1935.

22. В. М. Макушин и Л. А. Корельков, Расчет на устойчивость стоек с промежуточными опорами, „Труды МММИ им. Баумана“, вып. 56/8.

6. Колебания

23. С. П. Тимошенко, Теория колебаний в инженерном деле, 1934.

24. Дж. П. Ден-Гартог, Теория колебаний, 1942.

25. А. А. Андронов и С. Э. Хайкин, Теория колебаний, 1937.

26. Hütte, т. I, отдел I, Техническая физика, гл. I и II.

27. Н. А. Дроздов, К вопросу возникновения вибраций в станках, „Станки и инструмент“, 1937, № 22.

28. А. П. Черевков, Упрощенный способ расчета колебаний кручения в валах, „ВИГ“, 1933, № 9.

29. С. О. Доброгурский, К вопросу о напряжении и усилиях при ударе. Сб. „Вопросы конструирования и расчета деталей машин“, Академия наук СССР, 1942.

II. Станины и направляющие

30. Г. Шлезингер, Металлорежущие станки, 1938.

31. Kleebusch, Die Werkzeugmaschine unter Last, Forschungsheft 360.

32. Х. М. Еникеев, Методы повышения жесткости станин токарных станков, ЭНИМС, 1938.

33. Э. Петерс, Станины с диагональными ребрами, „Werkstattstechnik“, 1920, № 16.

34. Рамбушек, Исследование жесткости радиально-сверлильного станка, „Werkstattstechnik“, 1926, № 2.

35. Ивашев, Опыты над моделями станин с различным расположением ребер, „Werkstattstechnik“, 1934, № 4.

36. М. О. Якобсон, О жесткости легких сверлильных станков, „Станки и инструмент“, 1937, № 4.

37. Kinzle und Kettner, Das Schwingungsverhalten eines gusseisernen und eines stahlernen Drehbankbettes, „Werkstattstechnik und Werkseiter“, 1939, № 9.

38. С. П. Тимошенко, Теория упругости, 1934, § 81 и 85.

39. Д. Н. Решетов, Типовые расчеты элементов станков, вып. III. Направляющие прямолинейного движения, ЭНИМС, 1942.

III. Передачи

40. Н. С. Ачеркан, Расчет и конструирование металлорежущих станков, 1937.

41. В. Н. Беляев и Е. А. Иванов, Влияние диаметра шкива на работоспособность нежелезных приводных ремней, „Вестник металлопромышленности“, 1939, № 9.

42. Руководство по паспортизации металлорежущих станков, НКТМ, 1940, статья В. Н. Беляев, Определение усилий, передаваемых приводными ремнями

43. В. Н. Беляев, Ременные передачи, Иностранные стандарты и нормы, 1938.
44. А. А. Готовцев, Расчет и конструирование цепных передач, „Газское машиностроение“, 1941, № 6.
45. Катоги цепей фирм: Уитни, Линк-Белт, Даймонд, Морзе, Рамсей, Шгольценберг и т. д.
46. Machinery's Handbook, 1942.
47. П. М. Поливанов, Звездочки бесшумных цепей, режущий и мерительный инструмент для их изготовления, „Станки и инструмент“, 1942, № 4—6.
48. ГОСТ 591—41, Звездочки для цепей приводных пластинчатых, втулочных и втулочно-роликовых.
49. А. И. Петрусевич, Расчет на долговечность зубчатых передач, „Вестник машиностроения“, 1942, № 1—2.
50. А. И. Петрусевич, Методы расчета червячных передач на долговечность, „Вестник машиностроения“, 1942, № 4—6.
51. ЦНИИТМАШ, Справочник по редукторостроению, 1941.
52. Британские стандарты, Обработанные зубчатые колеса и червячные передачи, 1939.
53. Д. Н. Решетов, Расчет деталей станков на долговечность, ЭНИМС 1943.
54. А. И. Петрусевич, Динамическая нагрузка на зубья прямозубых колес. Сб. „Вопросы расчета и конструирования деталей машин“, Академия наук СССР, 1942.
55. Д. Н. Решетов, Определение сил, действующих на валы и оси от зубчатых колес, ЭНИМС, 1937.
56. Е. Бакингем, Цилиндрические зубчатые колеса, 1935.
57. E. Buckingham, Manual of Gear Design, 1935.
58. Л. Н. Решетов, Корректирование эвольвентных зацеплений, 1935.
59. РЕММАШТРЕСТ, Расчет зубчатых зацеплений при заданном междуцентровом расстоянии и заданных числах зубьев, 1937.
60. Романов, Увеличение срока службы червячных пар, „Вестник технической информации НКСС“, 1944.
61. Д. Н. Решетов, Бесступенчатые фрикционные передачи, „Станки и инструмент“, 1943, № 11—12.

IV. Валы и шпиндели

См. литературу 1—6, а также:

62. С. В. Серенсен, О расчете запасов прочности при переменных нагрузках, „Вестник металлопромышленности“, 1937, № 7—8.
63. С. В. Серенсен, Определение запаса прочности при расчете деталей машин, „Вестник машиностроения“, 1943, № 6.
64. Г. В. Ужик, О гипотезах прочности в связи с расчетом валов, „Вестник машиностроения“, 1943, № 6.
65. Д. Н. Решетов, Расчет валов металлорежущих станков, 1937.
66. Д. Н. Решетов, Расчет валов (шпинделей) с учетом упругого взаимодействия их с опорами, 1939.
67. Н. С. Ачеркан, Расчет шпинделей станков с насаженным на шпиндель ротором, Труды МСИИ, т. 5.
68. Е. Г. Алексеев и Д. Н. Решетов, Руководящие материалы по проектированию вращающихся центров, ЭНИМС, 1943.

V. Подшипники

69. W. Jürgensmeyer, Die Walzlager, Berlin 1937.
70. В. Н. Трейер, Теория и расчет подшипников качения, 1936.
71. В. Н. Трейер, Шарико- и роликоподшипники в металлорежущих станках, 1940.
72. Д. Н. Решетов, Подбор подшипников качения для станков, „Станки и инструмент“, 1942, № 1.
73. Д. Н. Решетов, Совместное действие на шариковые подшипники радиальной и осевой нагрузки, „Подшипник“, 1939, № 10—11.
74. Д. Н. Решетов, Сравнительные испытания быстроходных шариковых подшипников, „Подшипник“, 1940, № 4—5.
75. Мундт, Статическая грузоподъемность подшипников качения, „Подшипник“, 1937, № 5—6.
76. Э. Фальц, Основы смазочной техники, 1934.
77. А. И. Орлов, Смазка легких двигателей, 1937.
78. А. К. Дьячков, Расчет подшипников быстроходных двигателей, 1939.
79. G. Kageitz, „Trans. Amer. Soc. Mech. Eng.“, 1930, APM-52—S, стр. 57—70.
80. С. И. Куцаев, Протекание масла через подшипник. Сб. „Трение и износ в машинах“, т. II, Академия наук СССР, 1940.
81. В. И. Дикущин, О нормативах в станкостроении в военное время, „Станки и инструмент“, 1942, № 1.
82. Технические условия на отливки из бронзы, алюминиевых и цинковых сплавов, НКСС, 1942.
83. ЦНИИТМАШ, Классификатор заменителей цветных сплавов, 1941.
84. А. А. Рыжиков и А. П. Макаров, Заменители цветных металлов в машиностроении, Уралмашзавод, 1940.

VI. Муфты

85. М. Г. Лукниц, Муфты сцепные и упругие, 1935.
86. Е. Энде, Соединительные и сцепные муфты, 1938.
87. З. Ш. Блох, Расчет карданных передач. Сб. „Расчеты и проектирование с.-х. машин“, 1938.
88. Г. И. Турилов, Определение к. п. д. муфт Ольдгема, ВИТ, 1936, № 5.
89. П. И. Поливанов, Обгонные роликовые муфты, „Станки и инструмент“, 1943, № 1—2.
90. С. А. Лаврентьев, Исследование трения первого рода цилиндрических тел. Сб. „Трение и износ в машинах“, т. II, Академия наук СССР, 1940.

VII. Механизмы

91. X. Ф. Кетов и Н. И. Колчин, Теория механизмов и машин, 1936.
92. С. Н. Кожевников, Эпциклические передачи, ЭНИМС, 1940.
93. В. Н. Кудрявцев, Планетарные передачи, 1940.
94. Н. Ф. Руденко, Планетарные передачи, 1940.
95. Л. Н. Решетов, Определение к. п. д. планетарных механизмов, ВИТ, 1937, № 12.
96. В. В. Добровольский, Расчет мальтийских механизмов.
97. И. Э. Беккер, Кинематика мальтийских механизмов, „Вестник металлопромышленности“, 1938, № 10.
98. В. В. Добровольский, Теория механизмов, 1939.

99. А. И. Ривкин, Исследование механизма зубодолбежного станка, ЭНИМС, 1937.

100. С. Н. Кожевников, Динамика неустановившихся процессов в станках, „Труды МАИ“, т. IV, 1940.

101. С. Н. Кожевников, Испытание продольно-строгального станка ЗПС, ЭНИМС, 1939.

102. Л. Н. Решетов, Кулачковые механизмы токарных автоматов, ИММИ им. Баумана, 1934.

103. Flocke, Zur Konstruktion von Kurvenscheiben bei Verarbeitungsmaschinen, Forschungsheft 345, 1931.

104. С. В. Вяхирев, Автоматы и полуавтоматы, 1939.

105. Д. Н. Решетов и Г. А. Левит, Экспериментальное определение тяговых усилий в станках, ЭНИМС, 1940.

106. Д. Н. Решетов, и Г. А. Левит, Титовые расчеты элементов станков, вып. IV, ЭНИМС, 1942.

VIII. Зажимные устройства

107. Д. Н. Решетов, Расчет и конструирование кулачковых патронов, „Станки и инструмент“, 1942, № 4—6.

108. Д. Н. Решетов, Проектирование самозажимных патронов, „Станки и инструмент“, 1942, № 2—3.

109. Г. А. Шаумян, Конструирование и расчет зажимных механизмов автоматов, „Станки и инструмент“, 1940, № 3.

110. Я. И. Медьман, Расчет цапговых патронов, „Станки и инструмент“, 1940, № 2.

111. Д. Н. Решетов, Типовые расчеты элементов станков, вып. III, ЭНИМС, 1942.

112. Е. И. Радзимовский, Расчет динамической прочности болтов, „Вестник металлопромышленности“, 1940, № 3.

IX. Фундаменты

113. Наркомстрой, Указания по проектированию и устройству фундаментов под машины с динамическими нагрузками в условиях военного времени, 1942.

114. Д. Д. Баркан, Расчет, проектирование и возведение в условиях военного времени фундаментов под машины с динамическими нагрузками, 1942.

115. В. Ф. Иванов и Г. В. Никитин, Справочник по строительной механике, 1935.

14905
38726
КНИГОСТАВЛИЩЕ

Гомельская
областная библиотека
им. Ленина

ОГЛАВЛЕНИЕ

I. Критерии работоспособности деталей станков	
1. Статическая прочность	3
2. Усталость	5
3. Механический износ	9
4. Нагрев	9
5. Жесткость	10
6. Колебания	10
II. Станины и направляющие	
7. Станины	15
8. Направляющие прямолинейного движения	18
III. Передачи	
9. Ремённые передачи	34
10. Цепные передачи	39
11. Зубчатые передачи	42
12. Червячные передачи	59
13. Бесступенчатые фрикционные передачи	66
IV. Вали и шпиндели	
14. Вали	69
15. Шпиндели	79
16. Вращающиеся центры	85
V. Подшипники	
17. Подшипники качения	85
18. Подшипники скольжения	93
VI. Муфты и тормозы	100
VII. Механизмы	
19. Планетарные механизмы	105
20. Мальтийские механизмы	107
21. Механизмы возвратно-поступательного движения	108
22. Кулачковые механизмы	112
23. Элементы механизмов подачи	113
24. Маховики	115
VIII. Зажимные устройства	
25. Зажимные патроны	116
26. Крепежные винты	121
IX. Фундаменты	124
Приложения	28