

Замыцкий

Детский журнал

Зол

НБ
УДУНТ
(ДПТ)

Инж. Н. Н. ЗАМЫЦКИЙ

621.8(02)
3-26

пере
35 р.

ДЕТАЛИ МАШИН

часть I
ДЕТАЛИ ДЛЯ
СОЕДИНЕНИЯ ЧАСТЕЙ

73 19

УЧЕТНЫЙ №	ОТДЕЛ
100	100
А	2579



ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
ПО МАШИНОСТРОЕНИЮ, МЕТАЛЛООБРАБОТКЕ И ЧЕРНОЙ МЕТАЛЛУРГИИ
ЛЕНИНГРАД МОСКВА • 1932

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Настоящий курс составлен по программе, обсужденной и утвержденной на заседании учебно-методического сектора Ленинградского областного совнархоза под председательством профессора Е. Л. Николаи и является руководством при изучении курса деталей машин в высших учебных заведениях.

При изложении курса была сделана установка на таблицы ОСТ, которые и приведены в приложении к 1-й части курса. Помещены все таблицы, выпущенные по 1931 г. включительно.

Вышедшая таблица ОСТ 2582 с обозначениями, относящимися к сопротивлению материалов (приложена в конце этой книги за № 158), использована нами при изложении настоящего курса введением в расчеты соответствующих ей обозначений. Однако в этой таблице не оказалось обозначений для допускаемых напряжений при кручении и при смятии, с которыми при наших расчетах приходится встречаться довольно часто.

Желая с одной стороны непременно обосновать настоящий курс на обозначениях ОСТ 2582 и не желая оставлять старых обозначений для упомянутых напряжений — с другой, нам пришлось временно ввести для них в этой книге следующие обозначения:

R'_s — допускаемое напряжение при кручении,
 R'_d — допускаемое напряжение при смятии.

Предлагаемые нами обозначения в основном схожи (отличаясь лишь верхним штрихом) с обозначениями ОСТ для деформаций среза и сжатия, так как при первой из них имеют место действительные напряжения одинакового характера с таковыми при кручении (касательные), а при второй — одинакового характера с действительными напряжениями при смятии (пор-мальные).

В заключение следует сказать, что вследствие короткого срока для составления книги мы не могли избежать возможных дефектов как в тексте, так и в чертежах, а потому обо всех замеченных недостатках или неясностях просили бы в интересах общего дела своевременно сообщать автору, и первая просьба в этом направлении, конечно, к студенческой массе, которая использует настоящий курс как пособие.

Ленинград, 1932 г.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Предлагаемый курс „Детали машин“ имеет свою цель — дать характеристику деталей машин общего назначения и указать приемы проектирования характерных из них, преследуя ту цель, чтобы изучающий мог критически относиться к конструктивным вариантам типовых деталей, мог приводить сравнительную оценку их и, наконец, проектировать.

Так как проектирование связано с предварительным расчетом и последующим вычерчиванием, то, само собою разумеется, что изучающий уже должен в достаточной степени владеть приемами графики и проработать предварительно курсы математики, теоретической и прикладной механики, и, наконец, сопротивления материалов, имея в то же время достаточные сведения из курса общей технологии металлов.

Тем не менее, желая подчеркнуть и выбрать наиболее важный с первых же шагов изучения материал, в настоящем курсе пришлось в самом сжатом виде привести общие свойства материалов, употребляемых в машиностроении, а также привести основные расчетные и проверочные формулы сопротивления материалов. Имея же в виду именно упомянутую цель, вводная часть настоящего курса не излагает с достаточной полнотой затронутых вопросов и носит конспективный справочный характер, отсылая читателей для более глубокой повторной проработки к специальным курсам „сопротивления материалов“ и „технологии металлов“.

Изучающим курс надо иметь в виду, что за все время прохождения его им придется иметь дело с чертежами и расчетами, а поэтому рекомендуется так построить свои занятия, чтобы можно было выполнить следующее:

1) при чтении и проработке заданий весь материал конспектировать у себя, обязательно проводя все математические выкладки и делая характерные эскизы;

2) при решении задач стараться давать объяснения как можно короче, но ясно, выписывая основные формулы и добиваясь получить окончательный результат в буквенном виде и уже после проверки размерности обеих частей последнего равенства или неравенства подставлять на место букв соответствующие числа, а потом выписывать окончательный результат по выполнению указанных действий;

3) не увлекаться особой точностью при вычислениях, зная, что при расчетах в области машиностроения точность в пределах 5% совершенно достаточна;

4) пользоваться при вычислениях логарифмической линейкой или таблицами, где имеются степени, корни, логарифмы, площади кругов и т. п. для чисел до 1000;

5) при вычерчивании неуклонно выполнять требования ОСТ 350 — 358, касающиеся чертежей;

6) при вычерчивании деталей считаться с характерными условиями технологического свойства при обработке их, избегая вследствие этого резких

переходов на чертеже при сопряжении между собой поверхностей, делая в таком случае плавные переходы (закругления);

7) снабжать каждый чертеж спецификацией с нумерацией элементов детали;

8) расчетную записку вести кратко, но ясно, чтобы всякий мог разобрать содержание ее, причем в записке обязательно делать от руки эскизы или рисунки, поясняющие самый расчет;

9) расчетную записку прикреплять к левому верхнему углу лицевой стороны чертежа;

10) при прохождении курса не ограничиваться одними заданиями, а просматривать атласы других курсов деталей машин.

Наконец необходимо иметь в виду, что за время прохождения настоящего курса придется выполнить проектирование в следующем объеме:

- a)* болтовое соединение,
- b)* грузовые винты,
- c)* клиновое соединение,
- d)* заклепочное соединение,
- e)* ось,
- f)* вал,
- g)* зубчатая передача,
- h)* червячная передача,
- i)* ременная передача.

Учащимся, желающим более углубленно изучить курс деталей машин в целом, можно рекомендовать фундаментальный курс проф. Баха „Детали машин“. Гиз. 1931, причем при проработке 1-й части настоящего курса рекомендуем: Бах „Детали машин“, т. I, стр. 169 — 418.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

ТЕМА ПЕРВАЯ

ОСНОВНЫЕ ПРИЕМЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Методические указания. Настоящая тема, являясь как бы введением в курс деталей машин, имеет в виду ознакомить в возможно сжатом виде с основными требованиями, которые предъявляются при проектировании вообще. Соответственно этому она дает сводную характеристику материалов, употребляемых в машиностроении, и обращает внимание на проведение расчета на прочность, собирая основные расчетные и поверочные формулы сопротивления материалов в сводную таблицу.

Эта тема оканчивается вопросами для самопроверки читателей, тремя примерами и контрольными задачами, причем малое количество примеров объясняется тем, что здесь имеется в виду указать общий желательный в дальнейшем прием схематического расположения данных и искомых величин и самый прием решения.

Последующие пять контрольных задач имеют в виду получить уверенность со стороны изучающих в том, что они могут приступить к изучению курса деталей машин, и со стороны контролирующих уверенность в том, что изучающие будут знать характер задач, которые им придется решать почти сейчас же при изучении настоящего курса, а если обнаружат те или иные пробелы, то будут заполнять их дополнительной повторной проработкой вопросов из курса сопротивления материалов.

Прекрасным пособием при глубокой проработке вопросов, затронутых настоящей темой, могла бы служить очень живо, ясно и четко написанная книга профессора А. И. Сидорова „Основные принципы проектирования и конструирования машин“. Изд. „Макиз“, 1929, 426 стр., ц. 10 руб.

Задание 1.

ВЫБОР МАТЕРИАЛА КАК ОСНОВНОЙ ФАКТОР ПРОЕКТИРОВАНИЯ.

§ 1. Предмет „Детали машин“ и его содержание.

Машины различного назначения, встречаемые нами на практике, можно рассматривать состоящими из отдельных частей (деталей), имеющих в пределах данной машины совершенно определенные функции и находящиеся в известной связи с другими частями, причем совокупная работа всех частей (деталей) обуславливает, обычно, работу всей машины в целом.

Зная требования, предъявляемые к машине вообще, а также все условия, при которых придется ей работать, мы можем построить такую машину только в том случае, если с достаточной ясностью учтем все частные условия работы каждой из ее деталей, учтем зависимость их одна от другой и постараемся построить каждую деталь так, чтобы работа ее при всех упомянутых условиях была вполне удовлетворительна.

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)
5

Присоединяя сюда определенные требования, предъявляемые к машинам вообще, должны будем встретиться с наиболее характерными из них. а именно: целесообразная и компактная конструкция, работа с достаточно большим коэффициентом полезного действия, достаточная прочность (в частях и в целом), сопротивляемость изнашиванию, дешевизна изготовления, безопасность работы.

Ясно, что при построении машины все эти требования должны быть направлены в первую очередь к деталям ее. Последнее обстоятельство свидетельствует о том, как важно знать детали машин вообще.

Однако при наличии громадного количества машин различного назначения и различных конструкций, конечно, не представляется возможным изучить все детали каждой из машин в отдельности, а потому в обычном курсе „детали машин“ приходится ограничиваться изучением лишь типовых деталей, встречающихся в большинстве наших машин и имеющих благодаря этому общее назначение, в то время как детали, связанные с машинами специального назначения, например: прессы, молоты, станки различного рода и т. п., изучаются в специальных дисциплинах, соответствующих этим машинам.

Соответственно этому в настоящем курсе придется изучить следующее:

- | | | |
|--|---|---|
| I. Детали для соединения частей | { | разъемные (болты, клинья)
неразъемные (заклепки). |
| II. Детали для поддержания и соединения вращающихся частей | { | оси и валы,
подшипники,
опоры для подшипников,
муфты. |
| III. Детали для передачи вращения | { | фрикционная передача
зубчатая передача,
червячная передача,
ременная передача,
канатная передача,
цепная передача. |

§ 2. Понятие о проектировании вообще. Составление эскиза.

Выбирая ту или другую деталь из вышеуказанной группы для построения ее, мы ставим вопрос о проектировании. Проектирование же заставит нас:

- 1) составить первоначально эскиз, воспроизводящий форму этой детали;
- 2) выбрать соответствующий материал для изготовления детали, учитывая условия ее работы, а также характер действия нагрузки;
- 3) рассчитать деталь, учитывая род деформации, с целью определения основных размеров ее;
- 4) составить рабочий чертеж детали на основании определенных расчетов размеров. Наконец, разрешая вопрос о проектировании той или другой машины в целом, необходимо составить общий с бор н ы й чертеж, из которого можно было бы получить ясное представление о конструкции машины как в целом, так и в частях ее, в смысле взаимного расположения их и совместной работы.

§ 3. Краткая характеристика материалов, употребляемых в машиностроении.

Задавшись определенной формой проектируемой детали, мы переходим к выбору материала для нее, причем удачный выбор материала соответственно

УДМУНЬ
(ДИПТ)

условиям работы детали является одним из важных факторов. В практике машиностроения приходится встречаться с материалами — чугуном, железом, сталью, сплавами меди и деревом, наиболее характерные свойства которых необходимо отметить здесь.

1. Чугун. Чугун отличается способностью хорошо отливаться и заполнять разнообразие формы, а если принять еще во внимание сравнительную дешевизну его, то станут ясны причины огромного применения его на практике.

Чугун, являющийся продуктом плавки железных руд в доменных печах, обыкновенно имеет около 10% примесей, как-то: углерод, кремний, марганец, фосфор, сера, причем главной составной частью его в примесях является углерод, содержание которого колеблется в пределах от 1,5 до 6,5%. Углерод в чугуне встречается в двух видах: 1) в связанном состоянии (химическое соединение с железом), и 2) в свободном состоянии (в виде графита), причем в первом случае чугун называется белым, а во втором — серым.

Кремний, если его не более 3%, способствует переходу углерода из связанного состояния в свободное, выделяя последний в виде графита. Например, прибавляя к белому чугуну кремний, можно получить серый чугун.

Марганец, наоборот, способствует переходу углерода из свободного состояния в связанное, как бы растворяя графит, отчего чугун отбеливается.

Фосфор делает чугун жестким и хрупким, но зато в расплавленном состоянии более жидким и удобоподвижным, что важно при художественной отливке.

Сера делает чугун густым и неудобным для отливки, а потому является вредной примесью и особенно вредной для передельных чугунов.

Проводя сравнительную оценку белого и серого чугуна, нужно иметь в виду, что белый чугун — очень тверд и трудно поддается обработке режущими инструментами, отличается большою плотностью и хорошим сопротивлением изнашиванию, обладает температурю плавления ниже серого, причем в расплавленном состоянии гуще его и дает при остывании большую усадку, а также много раковин; что же касается серого чугуна, то он отличается мягкостью (отчего хорошо обрабатывается режущими инструментами), скорым изнашиванием по сравнению с белым, более жидким состоянием при расплавлении и меньшей усадкой.

Вообще же говоря в смысле механических свойств чугуна придется отметить, что он лучше всего сопротивляется сжатию и хуже всего срезу, а особенно не выдерживает ударов. Значительной величины достигают в чугуне так называемые внутренние напряжения, которые возникают от неравномерного охлаждения чугунных отливок при их остывании и особенно в тех местах, где имеются резкие переходы от тонких частей к толстым. Внутренние напряжения особенно неприятны тем, что их невозможно подчинить строгому теоретическому учету, хотя и имеются в практике приемы, ведущие к уменьшению величины внутренних напряжений.

На основании этого при конструктивном оформлении деталей необходимо всегда избегать резких переходов в чугунных отливках, обеспечивая заблаговременно плавные переходы.

2. Железо. Железо, как оно имеется в продаже, представляет собой сплав чистого железа с небольшим количеством примесей.¹ Если в железе увеличить содержание углерода, то оно переходит в сталь, причем начнут изменяться и физические свойства его, например станет увеличиваться

¹ Целесообразнее было бы слово железо заменить названием малоуглеродистая сталь.

упругость, приобретается способность закала и плавления, уменьшаются ковкость, мягкость и утрачивается способность свариваться.

Продажное железо как материал разделяется на два сорта — сварочное и литое, причем сварочные сорта, отличаясь от литых количественным содержанием углерода, в настоящее время почти совсем не употребляются.

Железо обрабатывается обычно горячим и холодным способами. К горячей обработке относятсяковка, прокатка, сварка и т. п., а к холодной — обработка на различных станках, включая и ручную обработку.

Следует заметить, что горячая обработка делает материал вязким, увеличивая сопротивление разрыву, в то время как холодная, наоборот, уменьшает вязкость.

При ковке могут появляться нежелательные для нас внутренние напряжения, которые обычно устраняются путем последующего отжига.

Сварка, под которой имеют в виду способ скрепления (сращивания) двух частей без участия посторонней примеси, производится при соответствующей сварочной температуре автогенным или электрическим способом и много применяется в настоящее время не только при изготовлении новых изделий, но и при ремонте старых, причем качество работы все же находится в непосредственной зависимости от сварщиков.

Недостатком железа является способность быстрого окисления от действия кислот и атмосферы.

3. Сталь. Сталь по содержанию углерода занимает приблизительно среднее место между чугуном и железом. Она обладает способностью закаливаться, т. е. приобретает большую твердость и крепость при быстром охлаждении от некоторой высокой температуры до отвечающей закалу, при этом увеличивается сопротивляемость разрыву и уменьшается вязкость.

Обратно, если нагреть закаленное ранее изделие до известной высокой температуры, а затем медленно охлаждать, то вязкость увеличивается и операция носит название отпуска.

Наконец, если нагреть до высокой температуры незакаленный литой материал и дать ему медленно охладиться, то получится отжиг, делающий материал более однородным и пластичным.

Сталь в отличие от железа может также и отливаться.

В последнее время сталь получила большое распространение в виде специальных сортов, содержащих помимо углерода иные примеси, как-то: хром, никель, вольфрам и др.

Каждая из примесей, употребляемая в известном количестве, дает стали разнообразные специфические свойства, вплоть до невозможности намагничиваться и ржаветь, что в свою очередь дает возможность широко пользоваться этим при проектировании, выбирая всегда подходящий сорт стали для удовлетворения требованиям, предъявленным к детали.

В частности никелевая сталь отличается достаточной сопротивляемостью разрыву, пластичностью и стойкостью в смысле недопущения ржавчины; марганцевая сталь отличается большой твердостью, не допускающей обработки на станках при помощи резцов и поэтому — хорошим сопротивлением изнашиванию; хромоникелевая сталь отличается большей, нежели никелевая, сопротивляемостью разрыву и вместе с тем не меньшей вязкостью и пластичностью; вольфрамовая сталь отличается при хорошей сопротивляемости разрыву хорошими литейными качествами и совершенно исключительным мелкозернистым строением.

Затем следует обратить внимание на широко применяемое в настоящее время стальное литье, которое, не уступая в прочности железу, дает возможность получать отливки разнообразной формы. Сравнительно с чугунами, стальные отливки более легковесны и выигрывают в смысле прочности даже при допущении толчков.

Однако не надо забывать и недостатков, свойственных стальному литью, — это раковины и внутренние напряжения. Последнее обстоятельство заставляет значительно сбавлять величину допускаемых напряжений у стального литья сравнительно со стальными поковками.

4. Медь и ее сплавы. Медь (красная) отличается большою гибкостью, мягкостью и способностью выдерживать без разрушения большие деформации. Однако чистая (красная) медь для отливок не годится по причине своей высокой стоимости, а также недостаточной жидкости в расплавленном состоянии и способности давать пузыри в отливках.

Обычно употребляют сплавы меди с другими металлами, как-то: цинком, оловом, сурьмою, в результате чего получаются общеупотребительные сплавы — латунь, бронза, баббит.

Латунь (желтая медь) представляет собой сплав меди и цинка. Она тверже красной меди, обладает большою тягучестью и легкоплавкостью, почему и дает гладкие отливки без пузырей. Из латуни, например, отливают краны, клапаны и т. п.

Бронза — сплав меди с оловом. Она плотнее, тверже, плавится легче меди, очень хорошо полируется и отличается малым коэффициентом трения, большою теплопроводностью и хорошою сопротивляемостью давлению. Из бронзы изготовляют вкладыши подшипников, сальники и т. п.

Бронза с содержанием от 0,5 до 1% фосфора называется **фосфористой** и отличается хорошей сопротивляемостью изнашиванию благодаря своей твердости. Фосфористая бронза употребляется для изготовления быстро вращающихся шестерен, червячных колес и т. п.

Баббит (белый металл) — сплав меди, олова и сурьмы. Он отличается легкоплавкостью, податливостью от ударов, способностью быстро и хорошо притираться к другим частям, малым коэффициентом трения и дешевизной сравнительно с бронзой. Баббит употребляют для заливки вкладышей подшипников.

Металл-дельта — медь, цинк с небольшим количеством железа. Он отличается большою прочностью, сопротивляемостью ржавчине и ковкостью и вполне заменяет бронзу там, где требуется большая прочность.

5. Дерево. Дерево как материал почти не употребляется в машиностроении, благодаря малой прочности и способности гнить, если не считать употребления его для изготовления моделей в литейном деле, зубцов для зубчатых колес и для изготовления фрикционных колес, причем для зубцов идет преимущественно бук и бакаут.

Из других материалов, употребляемых в машиностроении, можно упомянуть о коже, которая идет для изготовления передаточных ремней, для клапанов водяных насосов и для набивки сальников, затем о резине, идущей также для набивки, а кроме того и изготовления ремней. Наконец, пенька, тальковый шнур, асбест и т. п. также представляют материалы, идущие для набивки сальников.

Что касается числовых значений, характеризующих сопротивляемость вышеупомянутых материалов, то они собраны в таблицах в конце данной книги.

УДУИТ
(ДИИТ)
9

§ 4. Вопросы для самопроверки.

1. Из каких главных элементов складывается проектирование деталей машин?
2. Какие основные требования кладутся в отношении проектируемой детали?
3. С какими характерными материалами приходится иметь дело в машиностроении?
4. Охарактеризуйте основные свойства чугуна.
5. Охарактеризуйте основные отличительные свойства стали и железа.
6. Чем вызвано широкое применение стального литья?
7. Что такое бронза и каковы характерные свойства ее?
8. Что такое латунь и каковы характерные свойства ее?
9. Какими недостатками обладают стальные отливки?
10. Что достигается закалкой, отпуском и отжигом?
11. Почему не употребляется красная медь как самостоятельный материал в машиностроении?

Задание 2.

РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ВООБЩЕ.

§ 5. Напряжение и расчетные формулы упругой деформации.

Обращаясь к расчетной стороне проектирования, основанной на данных сопротивления материалов, необходимо будет учесть расчетные и поверочные формулы характерных деформаций, соответственно чему придется иметь в виду следующее.

Если (рис. 1-а) будем иметь некоторое тело, находящееся под действием внешней силы P , вызывающей деформацию его, то сейчас же придется представить внутренние силы противодействия, которые будем считать равномерно распределенными по площади поперечного сечения F . Внутренняя сила противодействия, отнесенная к 1 см^2 этого сечения, носит название напряжения, получая выражение

$$\sigma = \frac{P}{F}.$$

Напряжение σ , изменяющееся по величине с изменением силы P , будем называть действительным напряжением, в отличие от упоминаемого далее допускаемого напряжения.

Напряжение, соответствующее разрушению тела под влиянием некоторого разрушающего груза P_m , называется временным сопротивлением и выражается формулой

$$\sigma_b = \frac{P_m}{F}.$$

Однако на практике при расчете деталей, подверженных той или другой деформации, приходится для каждого рода материала задаваться допускаемым напряжением R , которое меньше в несколько раз соответствующего временного сопротивления, установленного на основании результата опытных исследований, причем величина R связана соотношением

$$R = \frac{\sigma_b}{n},$$

где — n степень надежности (коэффициент безопасности) — величина отвлеченная, выбираемая обычно конструктором.

Для соблюдения условия прочности детали надо обязательно выполнить условие, чтобы

$$\sigma \leq R,$$

т. е. действительное напряжение, порождаемое данной нагрузкой, ни в коем случае не должно превышать допускаемого напряжения.

Далее, величины допускаемого напряжения будем сопровождать значками, соответствующими рассматриваемым деформациям, например,

При растяжении	R_z
сжатии	R_d
срезе	R_s
изгибе	R_b
кручении	R'_s

причем надо заметить, что в поперечных сечениях действительные напряжения при растяжении и сжатии будут нормальные σ , при срезе и кручении — касательные (тангенциальные) τ , а при изгибе и те и другие.

При расчетах деталей машин приходится пользоваться формулами упругой деформации, связывающими нормальное σ или касательное τ напряжения с соответствующими им модулем упругости 1-го рода E или модулем упругости 2-го рода G .

Например при деформациях растяжения, сжатия и изгиба приходится пользоваться формулой

$$\sigma = E \epsilon,$$

где ϵ — относительное удлинение, равное отношению линейного удлинения к первоначальной длине.

При деформациях среза и кручения приходится иметь дело с формулой

$$\tau = G \gamma,$$

где G — модуль упругости 2-го рода; γ — относительный сдвиг.

Наконец, при кручении приходится встречаться с формулой

$$\varphi = \frac{M_{кр} l}{G \cdot J_p},$$

где φ — угол кручения, $M_{кр}$ — крутящий момент, J_p — полярный момент инерции, l — длина стержня.

Что касается допускаемых напряжений, то их можно выбирать, пользуясь таблицей Баха, где их величины приведены соответственно трем возможным на практике родам действия нагрузки A , B и C , причем:

A — нагрузка постоянная по величине и направлению действия (спокойная),

B — нагрузка постоянная по направлению, но переменная по величине, изменяясь от нуля до некоторой наибольшей величины и затем обратно до нуля,

C — нагрузка переменная по величине и направлению, изменяясь от наибольшего положительного значения до наибольшего отрицательного и наоборот.

Наличие толчков и сотрясений заставляет дополнительно изменять величину допускаемых напряжений в сторону уменьшения, особенно для чугуна.

Упомянутая таблица приведена в приложении к данной книге.

§ 6. Расчетные и проверочные формулы простых деформаций. Сложные деформации.

На практике технику обычно приходится решать следующие два основных вопроса:

во-первых, по данной нагрузке на тело определить необходимые для прочности его размеры;

во-вторых, зная размеры тела, определить, выдержит ли оно данную нагрузку.

Первый вопрос приводит к *расчетным* формулам соответствующих видов деформаций, когда, задаваясь величиною допускаемого напряжения и формой поперечного сечения, определяем размеры последнего.

Второй вопрос приводит к *проверочным* формулам, по которым приходится при известных размерах поперечного сечения определять действительное напряжение и сопоставлять его затем с допускаемым.

Соответственно этому формулы простых деформаций могут быть собраны в следующую сводную таблицу.

Род деформации	Рисунок	Ф о р м у л ы	
		расчетные	проверочные
Растяжение	1а	$P \leq FR_z$	$\sigma = \frac{P}{F} \leq R_z$
Сжатие	1б	$P \leq FR_d$	$\sigma = \frac{P}{F} \leq R_d$
Срез	1с	$P \leq FR_s$	$\tau = \frac{P}{F} \leq R_s$
Кручение	1д	$M_{кр} \leq W_p R_s$	$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p} \leq R'_s$
Изгиб	1е	$M_{из} \leq W R_b$	$\sigma = \frac{M_{из}}{W_x} \leq R_b$

В приведенной таблице буквенные обозначения соответствуют:

P — действующая сила, F — площадь поперечного сечения, σ — нормальное напряжение, τ — касательное напряжение, $M_{кр}$ — крутящий момент; $M_{из}$ — изгибающий момент (алгебраическая сумма моментов сил, расположенных по одну сторону сечения), W_p — полярный момент сопротивления сечения, W — экваториальный момент сопротивления сечения.

Кроме простых деформаций приходится еще встречаться при расчете со сложными деформациями, например: растяжение и кручение (деформация стержня болта при завинчивании гайки до отказа), изгиб и кручение (деформация тяжело нагруженных валов) и т. п. В этих случаях расчет можно вести по формулам простых деформаций, беря допускаемые напряжения меньшей величины или увеличивая действующую силу (фиктивная).

Например, при расчете на растяжение и кручение можно пользоваться формулой растяжения

$$P_{\phi} \leq FR_z,$$

где P_{ϕ} — фиктивная сила, причем величина ее берется равной $P_{\phi} \approx 1,25 P$, если P фактическая величина действующей силы.

УДМУТ
(ДИТ)

Расчет на изгиб и кручение производится по формуле изгиба

$$M_{\phi} \leq WR_b,$$

где M_{ϕ} — фиктивный момент, величина которого определяется по формуле Сен-Венана

$$M_{\phi} = \frac{3}{8} M_{из} + \frac{5}{8} \sqrt{M_{из}^2 + M_{кр}^2}$$

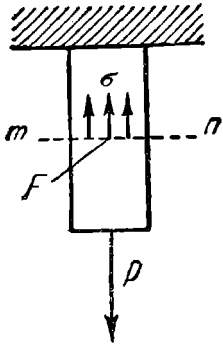


Рис. 1а

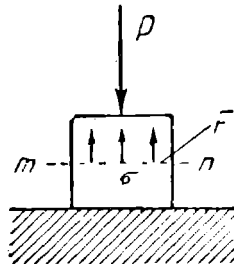


Рис. 1б

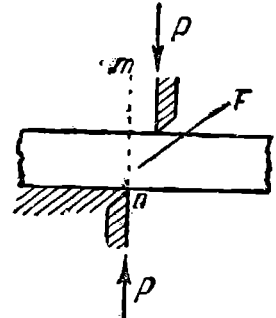


Рис. 1с

где $M_{из}$ — изгибающий момент для опасного сечения; $M_{кр}$ — крутящий момент.

Затем, при расчетах деталей машин приходится встречаться с продольным изгибом, пользуясь соответственно этому формулой Эйлера

$$P = \alpha \frac{\pi^2 EJ_{\min}}{nl^2},$$

где P — действующая сила; J_{\min} — наименьший экваториальный момент инерции

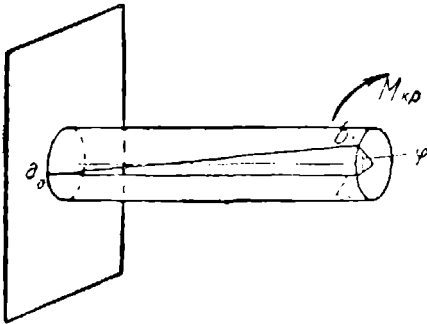


Рис. 1д

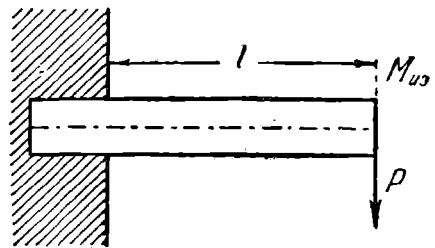


Рис. 1е

поперечного сечения (сумма произведений элементарных площадок данного сечения на квадрат расстояний их до оси, распространенная на всю площадь); l — длина стержня, n — степень надежности, α — коэффициент, зависящий от способа расположения (закрепления) концов стержня, причем $\alpha = 1/4$ — при одном конце совершенно свободном и другом — закрепленном на фундаменте; $\alpha = 1$ — при возможности поворота концов, остающихся все же на осевой линии; $\alpha = 2$ — при возможности поворота одного конца

в другом конце, закрепленном на фундаменте; $\alpha = 4$ — при обоих закрепленных концах; E — модуль упругости 1-го рода.

§ 7. Оптический метод изучения напряжений.

Не следует думать, что расчеты деталей машин, проводимые по пути простых деформаций, можно считать абсолютно точными.

В дополнение к вышеизложенному можно будет добавить, что известные нам действительные напряжения в свою очередь надо делить на напряжения общие и местные.

Если общими напряжениями мы и можем считать те напряжения, которые явно возникают под действием внешних сил (нагрузки), будь то простые или суммарные напряжения от сложных деформаций, то местные напряжения приходится всегда иметь в виду в местах непосредственного приложения сил (нагрузки) или в местах довольно резких переходов, у трещин отверстий и т. п., причем определенного учета подвести им не представляется возможным.

На этом основании нельзя пренебрегать наличием несомненных местных напряжений, не поддающихся точному учету, почему и является необходимым строить весь расчет на более или менее удачном выборе степени надежности, или зависящего от него временного сопротивления.

Впрочем следовало бы учесть, что хорошей разгадкой неопределенности и до некоторой степени определенным направлением к более уверенному разрешению вопроса о расчете может являться экспериментальный оптический метод изучения напряжений.

В основу этого метода положено опытное исследование моделей тех или иных деталей, сделанных из стекла или ксилонита (целлулоид), подвергающихся деформации при известных условиях в особой поляризационной установке, позволяющей получить специальные автоматические цветные диаграммы (автодиаграммы), которые можно сфотографировать.

Эти диаграммы дают интересную и ясную для данного случая и данных условий картину распределения напряжений по отдельным местам образца, которая во всяком случае дает возможность более уверенно подойти к разрешению вопроса определения опасного сечения рассматриваемой модели и по методу подобия перенести результат от модели к подлинной детали.

Целевая установка настоящего курса не дает возможности подробнее войти в область упомянутого метода, а потому всем заинтересовавшимся этим вопросом придется рекомендовать книгу профессора Ленинградского Машиностроительного Института А. К. Зайцева „Оптический метод изучения напряжений“.

§ 8. Изготовление чертежей. Стандартные таблицы.

После того как получены размеры проектируемой детали, приступают к вычерчиванию ее, учитывая главные требования, связанные с технологическими особенностями обработки, а именно — избегать резких переходов в чугунных отливках, избегать острых выступающих углов и тонких стенок у деталей, подвергающихся в дальнейшем закалке, и т. п.

Чертеж должен дать ясное представление о спроектированной детали как в смысле формы ее, так и в смысле всех размеров, причем для большей ясности рекомендуется чертежи исполнять в возможно крупном масштабе.

УДК 62-50
(ДНТ)

Чертежи обычно исполняют в карандаше, а затем снимают с них кальку в туши, которая затем отправляется для снятия с нее световых копий (синек), после чего последние передаются уже в места изготовления деталей.

При расчете необходимо заметить, что в целях удешевления изготовления наиболее ходовых деталей (болты, заклепки, шпонки) приходится считаться с целесообразными стандартами на них. Соответственно этому в нашем Союзе приходится пользоваться таблицами ОСТ (общесоюзные стандартные таблицы), а в случае отсутствия их на некоторые ходовые детали рекомендуется иметь в виду нормы DIN (Deutsche Industrie Normen).

Нормы ОСТ вырабатываются на основе согласования соответствующих проектов, предварительно публикуемых перед заинтересованными предприятиями различных отраслей нашей союзной промышленности, и только после всестороннего специального обсуждения таковыми утверждаются комитетом по стандартизации при СТО и затем проводятся в жизнь.

§ 9. Примеры.

Пример 1. Железный стержень прямоугольного поперечного сечения с отношением сторон 2:3 подвергается действию осевой растягивающей силы в 18 т. Определить размеры сторон, если допускаемое напряжение 1000 кг/см².

Дано	Найти
$P = 18\ 000\ \text{кг}$ $a : b = 2 : 3$ $R_z = 1000\ \text{кг/см}^2$	a b

Решение. Обозначая стороны поперечного сечения через a и b , будем иметь одно уравнение из условия

$$\frac{a}{b} = \frac{2}{3},$$

а другое получится из условия прочности при растяжении, а именно

$$P \leq FF_z,$$

откуда

$$F \geq \frac{P}{R_z} = \frac{18000}{1000} = 18\ \text{см}^2,$$

или

$$a \cdot b = 18.$$

Перемножая два уравнения, получим

$$a^2 = 12,$$

откуда

$$a = \sqrt{12} = 3,46\ \text{см} \approx 3,5\ \text{см},$$

тогда

$$b = \frac{18}{3,5} = 5,14\ \text{см} \approx 5,2\ \text{см}.$$

Пример 2. Определить линейное удлинение круглого железного стержня с диаметром поперечного сечения 5 см при длине 3 м, если растягивающая сила равна 25 т.

Дано	Найти
$P = 25\,000 \text{ кг}$ $d = 5 \text{ см}$ $l = 3 \text{ м}$	λ

Решение. Принимая для железа модуль упругости

$$E = 2 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$$

и применяя уравнение упругой деформации

$$\sigma = E\epsilon,$$

будем иметь

$$\epsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{\frac{P}{F}}{E} = \frac{P}{F \cdot E} = \frac{4P}{\pi d^2 \cdot E} = \frac{4 \cdot 25000}{\pi \cdot 5^2 \cdot 2 \cdot 10^6} \approx \frac{1}{1570},$$

или

$$\frac{\lambda}{l} = \frac{1}{1570},$$

откуда

$$\lambda = \frac{1}{1570} \cdot l = \frac{300}{1570} = 0,191 \text{ см.}$$

Пример 3. Стальной вал, делая 60 об/мин., передает мощность 20 НР. Определить диаметр вала.

Дано	Найти
$N = 20 \text{ НР}$ $n = 60 \text{ об/мин.}$	d

Решение. При наличии вращения вал будет подвергаться кручению, причем крутящий момент получится

$$M_{кр} = 71620 \frac{N}{n} = 71620 \frac{20}{60} \approx 23875 \text{ кг/см.}$$

После этого из уравнения прочности при кручении

$$M_{кр} \leq W_p \cdot R'_s$$

получим

$$W_p \leq \frac{M_{кр}}{R'_s},$$

но так как полярный момент сопротивления для круга (см. таблицу) будет

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16},$$

то после подстановки будем иметь

$$\frac{\pi d^3}{16} \leq \frac{M_{кр}}{R'_s}$$

откуда, допуская для стали $R'_s = 300 \text{ кг/см}^2$, будем иметь

$$d \leq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{кр}}{\pi \cdot R'_s}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 23875}{\pi \cdot 300}} = \approx 7,5 \text{ см}$$

§ 10. Вопросы для самопроверки.

- 1) Перечислить виды простых деформаций.
- 2) Что называется действительным напряжением?
- 3) Какая существует зависимость между временным сопротивлением, допускаемым напряжением и степенью надежности?
- 4) Какая должна быть зависимость между допускаемым и действительным напряжениями для соблюдения условия прочности?
- 5) Перечислить виды простых деформаций, при которых приходится учитывать нормальное напряжение.
- 6) Что называется изгибающим моментом для данного сечения?
- 7) Какое сечение называется опасным?
- 8) Какая существует разница между моментами сопротивления при изгибе и кручении?
- 9) Какая разница между основными и местными напряжениями?
- 10) Влияет ли на выбор величины допускаемых напряжений характер действия нагрузки — и как?

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА.

Задача 1. Определить диаметр железного стержня круглого поперечного сечения длиной 2,4 м, который при нагрузке в 4 т получает удлинение в 1 мм.

Задача 2. Определить толщину стенки короткой полый колонны, отлитой из чугуна, предполагая наружный диаметр поперечного сечения ее равным 12 см, если на нее действует сжимающая сила 50 т и допускаемое напряжение принято 900 кг/см^2 , причем весом колонны пренебрегаем.

Задача 3. Найти величину силы, при которой можно пробить в железном листе толщиной 8 мм круглое отверстие диаметром 25 мм, зная что временное сопротивление при срезе равно 3300 кг/см^2 .

Задача 4. Определить размеры поперечного сечения балки, свободно лежащей на двух опорах, расстояние между которыми равно 3 м, причем в расстоянии 1 м от левой опоры приложена сила в 500 кг, а на свешивающемся за правую опору конце (консоль) балки на длину 1 м имеется равномерно распределенная нагрузка 500 кг на 1 пог. м. Балка железная и отношение сторон прямоугольного поперечного сечения ее равно 2 : 3, причем допускаемое напряжение взято 1000 кг/см^2 . Собственным весом балки пренебречь.

Задача 5. На железный стержень диаметром 12 см и длиной 15 м действует сила 2800 кг при плече длиной 50 см. Определить угол кручения, а также решить — безопасно ли такую нагрузку допустить, если модуль упругости 2-го рода взят $800\,000 \text{ кг/см}^2$, а допускаемое напряжение 400 кг/см^2 .

Методические указания Настоящая тема имеет целью ознакомить с конструктивными видами болтовых соединений, встречающихся на практике, предпослав предварительно теоретическую часть, на которой уже и базируется описательная и расчетная части темы.

При изучении материала этой темы рекомендуется каждому вести записки конспективного характера, занося в них результат выводов и обязательно делая эскизы, соответствующие разбираемому темой рисункам.

Задачи для самостоятельного решения должны также заноситься в последовательном порядке в записки, причем рекомендуется перед началом решения их делать краткую выписку данных и искомых величин, как это сделано в примерных решениях задач, помещенных в материале темы.

Контрольная работа, выполняемая после проработки всего материала темы, должна слагаться из расчета болтового соединения по индивидуальному заданию и соответствующего ему чертежа, выполняемого на ватманской или соответствующей ей бумаге с соблюдением всех правил, касающихся расположения проекций, выбора масштаба и обозначения материала в разрезах, как они предлагаются ОСТ 350 → 358.

Чертежи рекомендуется выполнять в карандаше, а затем по исправлению возможных ошибок снимать кальку в туши.

Цель настоящей темы будет достигнута, если изучающий в достаточной мере усвоит различные характерные конструктивные варианты болтовых соединений, проведет сравнительную оценку их, ответит на вопросы самопроверки, решит задачи и, наконец, рассчитает и спроектирует то или иное болтовое соединение.

Задание 3.

ВИНТ И ЕГО ТЕОРИЯ.

§ 11. Винтовая нарезка, образование ее и зависимость между ее элементами.

Винт представляет собой цилиндрический стержень с винтовой нарезкой на нем, полученной путем перемещения по винтовой линии на боковой поверхности его той или иной фигуры. Что касается винтовой линии, то способ образования и зависимость между элементами ее учитываются следующим образом.

Пусть (рис. 2) имеется цилиндрический стержень OO_1 с основанием диаметра d и рядом с ним полоска (например бумажная) в форме прямоугольного треугольника, катеты которого имеют величины

$$ab = \pi d \text{ и } bc = s.$$

При наматывании этой полоски на стержень по направлению „на себя“ катет ab обернет контур нижнего основания стержня с приходом точки b .

УДКУНЬ
(ДИТ)

в точку a , а гипотенуза ac образует на поверхности его *винтовую* линию an , причем катету bc будет соответствовать отрезок an . Исходя из треугольника abc , будем иметь основную зависимость

$$s = \pi d \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (1)$$

где α — угол подъема винтовой линии, s — шаг ее, причем шагом вообще принято называть расстояние между смежными витками одной и той же нитки, отсчитанное по оси стержня винта.

Выбирая теперь любую плоскую фигуру и заставляя ее перемещаться по боковой поверхности стержня так, чтобы одна вершина ее скользила по винтовой линии, а плоскость фигуры все время проходила через ось OO_1 стержня (рис. 2), будем иметь *нарезку* соответствующего профиля.

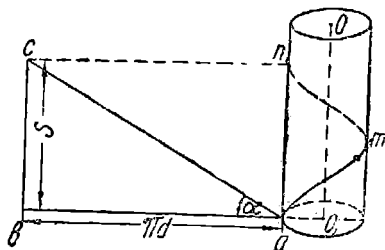


Рис. 2

Например от перемещения по винтовой линии квадрата $abcd$ получилась прямоугольная (винтовая) нарезка (рис. 3), а от перемещения треугольника abc — треугольная нарезка (рис. 4).

Нарезка может быть *правой* и *левой*, причем правой нарезкой (рис. 5) считают ту, видимая нам часть витков которой поднимается слева направо, а левой (рис. 6) ту, у которой витки поднимаются справа налево. Правая нарезка употребляется на практике чаще.

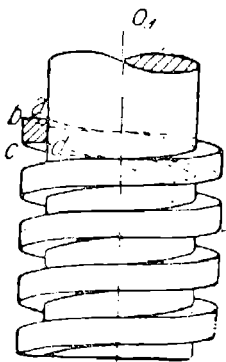


Рис. 3

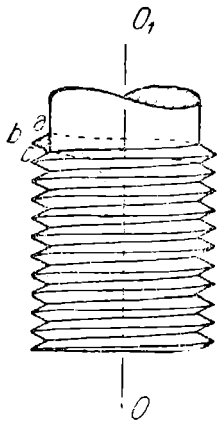


Рис. 4

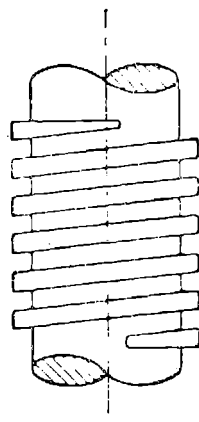


Рис. 5

Возвращаясь теперь опять к способу образования винтовой линии и нарезки, следует упомянуть, что винты имеют подразделения на однооборотные (одноходовые, однониточные), двухоборотные (двухниточные), трехоборотные (трехниточные) и т. д.

Рис. 7 изображает однооборотный винт, полученный от навивания на стержень одной полоски в форме прямоугольного треугольника. Если бы теперь на тот же стержень навивалась не одна полоска, а две, причем

вторая стала бы навиваться одновременно с первой, но отступя на пол-оборота от нее, то на поверхности стержня получились бы две параллельные винтовые линии, служащие для образования двухоборотного винта (рис. 8). Заставляя теперь навиваться на стержень одновременно (с интервалом в треть оборота) три таких же полоски, получим на поверхности три параллельные

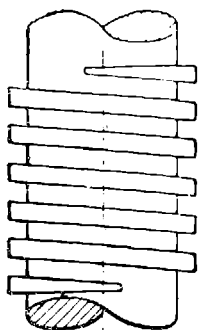


Рис. 6

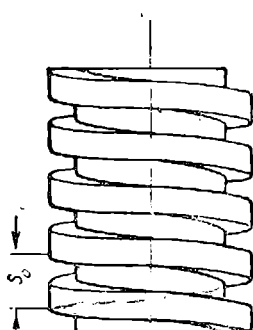


Рис. 7

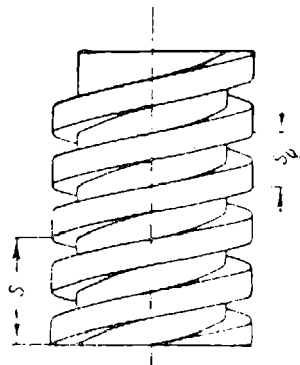


Рис. 8

винтовые линии, а соответственно им и трехоборотный винт (рис. 9). Если s — шаг винтовой линии (расстояние между смежными витками одной и той же нитки), s_0 — расстояние между смежными витками вообще, n — число ниток (ходов) винта, то получим основную зависимость в следующем виде;

$$s = n \cdot s_0, \quad (2)$$

откуда будем иметь

при $n = 1$	$s = s_0$
" $n = 2$	$s = 2s_0$
" $n = 3$	$s = 3s_0$

и т. д.

При учете же соотношения (1) получим по составлению его с равенством (2), что

$$\pi d \cdot \operatorname{tg} \alpha = n s_0,$$

откуда

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{n \cdot s_0}{\pi d},$$

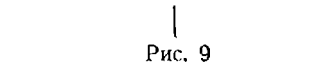


Рис. 9

т. е. при одном и том же диаметре стержня и одном и том же общем расстоянии между смежными витками угол подъема винтовой линии увеличивается с увеличением числа ходов (ниток на одном обороте) винта.

§ 12. Зависимость между осевой силой и силой, движущей гайку винта с прямоугольной нарезкой.

Винт обычно рассматривается с сопряженной ему гайкой B (рис. 10), представляющей собой чаще призматическое тело с внутренней нарезкой, причем винт A и гайка B составляют вместе так называемую винтовую пару.

УДКУБ
(ДИПТ)

С целью упрощения будем сначала рассматривать винт с прямоугольной нарезкой (рис. 10), предполагая его нагруженным осевой силой P . Пусть гайка B , навинчиваясь на винт A , упирается своею нижней кольцевой торцевой поверхностью в неподвижное тело C , и допустим, что необходимо найти зависимость между упомянутой силой P и силой Q , прикладываемой к гайке для поворота ее.

Предполагая давление P между поверхностями нарезки винта и гайки распределенным равномерно по средней винтовой линии nm (рис. 11а) и направленным параллельно оси винта (пренебрегаем сравнительно небольшим углом подъема винтовой линии), уподобляем перемещение винта в гайке, касающейся тела C (рис. 10), перемещению силы P по наклонной плоскости ac (рис. 11б), соответствующей развернутой на плоскость упомянутой средней линии nm .

Если обозначить: s — ход винта, α — угол подъема средней винтовой линии, N — нормальное давление, с которым скользящее по наклонной плоскости тело прижимается к ней, f — коэффициент трения, F — силу трения, то будем иметь

$$F = f \cdot N,$$

а после условного приложения (рис. 11с) силы давления P , движущей силы Q (лежит в плоскости, перпендикулярной к оси винта), нормального давле-

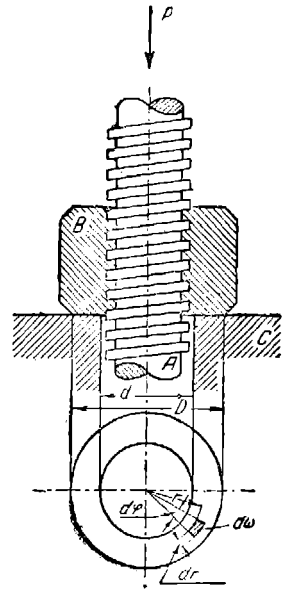


Рис. 10

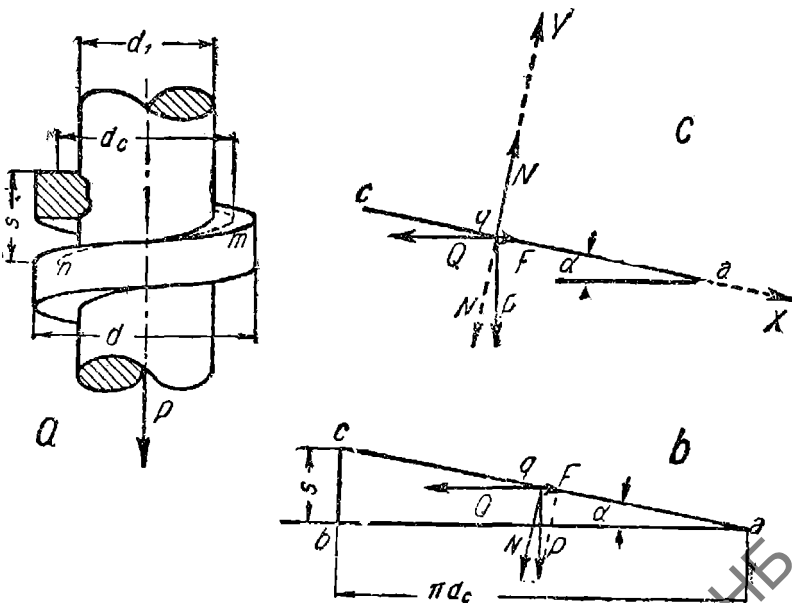


Рис. 11

УДУНТ
(ДИТ)

ния N и силы трения F в точке q на наклонной плоскости ac можем составить уравнения равновесия, из которых и определить искомую величину силы Q .

Зная из механики, что в случае равновесия сил алгебраическая сумма проекций их на ось X и ось Y равна нулю, получаем после проектирования их на ось X , совпадающую у нас с линией ca (рис. 11с), уравнение

$$F + P \cos(90 - \alpha) + Q \cos(180 + \alpha) = 0$$

или
$$F + P \sin \alpha - Q \cos \alpha = 0, \quad (*)$$

а после проектирования на ось Y , совпадающую с направлением силы N , получаем

$$N + P \cos(180 + \alpha) + Q \cos(90 + \alpha) = 0$$

или
$$N - P \cos \alpha - Q \sin \alpha = 0 \quad (**)$$

После подстановки в ур-ние (*) значения

$$F = fN$$

получаем

$$fN + P \sin \alpha - Q \cos \alpha = 0,$$

а подставляя сюда из ур-ния (**) значение N , получаем необходимую зависимость

$$f(P \cos \alpha + Q \sin \alpha) + P \sin \alpha - Q \cos \alpha = 0$$

или

$$fP \cos \alpha + fQ \sin \alpha + P \sin \alpha - Q \cos \alpha = 0,$$

откуда

$$Q(\cos \alpha - f \sin \alpha) = P(\sin \alpha + f \cos \alpha)$$

и

$$Q = \frac{P(\sin \alpha + f \cos \alpha)}{(\cos \alpha - f \sin \alpha)} = \frac{P(\operatorname{tg} \alpha + f)}{1 - f \operatorname{tg} \alpha},$$

но так как механика дает зависимость

$$\operatorname{tg} \rho = f,$$

где ρ — угол трения, то значение Q получит выражение

$$Q = \frac{P(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \rho)}{1 - \operatorname{tg} \rho \operatorname{tg} \alpha}$$

или окончательно

$$Q = P \operatorname{tg}(\alpha + \rho). \quad (3)$$

§ 13. Коэффициент полезного действия винта с прямоугольной нарезкой.

Пусть имеется одноходовой винт (рис. 11а), гайка которого делает поворот на 360° , соответственно чему при неподвижном стержне она перемещается на величину s (в случае неподвижной гайки поворот и поступательное перемещение будет иметь стержень винта). Тогда полезная работа перемещения будет равна $P \cdot s$, а затраченная работа со стороны движущей силы Q , приложенной на расстоянии $\frac{d_c}{2}$ — от оси винта (d_c — средний диаметр нарезки), получится равной

$$Q \cdot 2\pi \cdot \frac{d_c}{2}$$

НЕ
УДУНТ
(ДИТ)

Представляя теперь коэффициент полезного действия η винта как отношение полезной работы к работе затраченной, будем иметь

$$\eta = \frac{P \cdot s}{Q \cdot \pi d_c}$$

или после подстановки значений Q и s получим

$$\eta = \frac{P \cdot \pi d_c \operatorname{tg} \alpha}{P \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \cdot \pi d_c}$$

или окончательно

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)}. \quad (4)$$

Желая определить наибольшую величину коэффициента полезного действия винта η_{\max} , придется взять производную от η по α , приравнять ее нулю и, определив отсюда величину α , подставить ее в выражение (4). Соответственно этому первая производная будет выражена

$$\begin{aligned} \frac{d\eta}{d\alpha} &= \frac{d\left(\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)}\right)}{d\alpha} = \frac{\frac{d\operatorname{tg} \alpha}{d\alpha} \operatorname{tg}(\alpha + \rho) - \frac{d\operatorname{tg}(\alpha + \rho)}{d\alpha} \operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}^2(\alpha + \rho)} = \\ &= \frac{\frac{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)}{\cos^2 \alpha} - \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos^2(\alpha + \rho)}}{\operatorname{tg}^2(\alpha + \rho)} = 0, \end{aligned}$$

откуда

$$\operatorname{tg}(\alpha + \rho) \cdot \cos^2(\alpha + \rho) - \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos^2 \alpha = 0,$$

или

$$\sin(\alpha + \rho) \cdot \cos(\alpha + \rho) - \sin \alpha \cdot \cos \alpha = 0,$$

что можно представить в виде

$$\frac{1}{2} \sin(2\alpha + 2\rho) = \frac{1}{2} \sin 2\alpha$$

или

$$\sin 2(\alpha + \rho) = \sin 2\alpha,$$

откуда получается

$$2(\alpha + \rho) = \pi - 2\alpha,$$

наконец,

$$\alpha = \frac{\pi}{4} - \frac{\rho}{2} = 45^\circ - \frac{\rho}{2} \quad (5)$$

Подставляя теперь последнее значение α в формулу (4), получим

$$\begin{aligned} \eta_{\max} &= \frac{\operatorname{tg} 45^\circ - \frac{\rho}{2}}{\operatorname{tg}\left(45^\circ - \frac{\rho}{2} + \rho\right)} = \frac{\operatorname{tg}\left(45^\circ - \frac{\rho}{2}\right)}{\operatorname{tg}\left(45^\circ + \frac{\rho}{2}\right)} = \\ &= \operatorname{tg}\left(45^\circ - \frac{\rho}{2}\right) \cdot \operatorname{ctg}\left(45^\circ + \frac{\rho}{2}\right) = \operatorname{tg}\left(45^\circ - \frac{\rho}{2}\right) \cdot \operatorname{tg}\left[90^\circ - \left(45^\circ + \frac{\rho}{2}\right)\right] = \\ &= \operatorname{tg}^2\left(45^\circ - \frac{\rho}{2}\right). \end{aligned}$$

НЕ
УДУНТ
(ДНТ)

Итак, получилось, что

$$\eta_{\max} = \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\rho}{2} \right). \quad (6)$$

Например, принимая $f \approx 0,1$, определим угол трения, который тогда получит величину

$$\rho = 6^\circ.$$

Соответственно этому формула (5) даст

$$\alpha = 45^\circ - \frac{\rho}{2} = 45^\circ - \frac{6^\circ}{2} = 42^\circ$$

и коэффициент полезного действия получит наибольшую величину согласно формулы (6),

$$\eta_{\max} = \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\rho}{2} \right) = \operatorname{tg}^2 42^\circ \approx 0,81.$$

Следует заметить, что если бы винт перемещался в гайке в обратном направлении, чем было рассмотрено раньше, то во всех окончательных формулах надо было бы знаки перед f и ρ переменить на обратные.

§ 14. Работа трения на прямоугольной нарезке.

Возвращаясь к зависимости (3) между осевой силой P и движущей Q , а именно

$$Q = P \operatorname{tg} (\alpha + \rho) = P \frac{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \rho}{1 - \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \rho} = P \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha + f}{1 - \operatorname{tg} \alpha \cdot f},$$

получаем после приведения к общему знаменателю

$$Q(1 - f \cdot \operatorname{tg} \alpha) = P(\operatorname{tg} \alpha + f)$$

или

$$Q = P \cdot \operatorname{tg} \alpha + fP + fQ \operatorname{tg} \alpha = P \operatorname{tg} \alpha + f(P + Q \operatorname{tg} \alpha).$$

Если теперь умножить последнее равенство на πd_c , то получится

$$Q \cdot \pi d_c = P \cdot \pi d_c \operatorname{tg} \alpha + f(P + Q \operatorname{tg} \alpha) \cdot \pi d_c$$

или при

$$\pi d_c \operatorname{tg} \alpha = s$$

будем иметь

$$Q \pi d_c = P \cdot s + f(P + Q \operatorname{tg} \alpha) \cdot \pi d_c, \quad (7)$$

где, согласно предыдущему,

$$Q \pi d_c = W_0$$

представляет работу движущей силы за один оборот гайки, а

$$Ps = W_1$$

полезную работу подъема.

Так как работа движущей силы идет не только на полезную работу подъема W_1 , но и на работу преодоления трения на нарезке, то второй член правой части равенства (7) соответствует работе трения на нарезке

$$W_2 = f(P + Q \operatorname{tg} \alpha) \pi d c. \quad (8)$$

§ 15. Зависимость движущей силы от трения на торце гайки для прямоугольной нарезки.

При затягивании гайки после соприкосновения ее с телом C приходится преодолевать также и работу трения W_3 на нижнем торце гайки в пределах соприкосновения его с поверхностью упомянутого тела.

Работа W_3 определится после суммирования работ элементарных сил трения в пределах упомянутой площади соприкосновения (рис. 10).

Предполагая упомянутую опорную площадь кольцевой формы (рис. 10) с диаметрами D и d и выделяя в пределах ее элементарную (заштрихованную) площадку $d\omega$, получим давление, приходящееся на нее, равным

$$\frac{4P}{\pi(D^2 - d^2)} \cdot d\omega,$$

соответственно чему элементарная сила трения будет

$$f_1 \cdot \frac{4P}{\pi(D^2 - d^2)} \cdot d\omega$$

работа трения за один оборот

$$f_1 \cdot \frac{4P}{\pi(D^2 - d^2)} \cdot d\omega \cdot 2\pi r = f_1 \frac{8Pr}{D^2 - d^2} \cdot d\omega.$$

где f_1 — коэффициент трения между гайкой B и поверхностью тела C , r — переменное расстояние от центра кольца элементарной площадки $d\omega$, взятой в пределах элементарного центрального угла $d\varphi$, причем в таком случае будет иметь место равенство

$$d\omega = rd\varphi \cdot dr.$$

Учитывая теперь работу трения по всей опорной площади, получим после двойного интегрирования

$$\begin{aligned} W_3^* &= \int_0^{2\pi} \int_{\frac{d}{2}}^{\frac{D}{2}} f_1 \frac{8Pr}{D^2 - d^2} d\omega = \int_0^{2\pi} \int_{\frac{d}{2}}^{\frac{D}{2}} \frac{8Prf_1}{D^2 - d^2} \cdot rd\varphi \cdot dr = \\ &= \int_{\frac{d}{2}}^{\frac{D}{2}} \frac{8Pr^2 f_1}{D^2 - d^2} dr \cdot 2\pi = \frac{16\pi Pf_1}{D^2 - d^2} \int_{\frac{d}{2}}^{\frac{D}{2}} r^2 dr = \frac{16\pi Pf_1}{D^2 - d^2} \left| \frac{r^3}{3} \right|_{\frac{d}{2}}^{\frac{D}{2}} = \\ &= \frac{16\pi Pf_1}{D^2 - d^2} \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{(D^3 - d^3)}{8} = \frac{2\pi Pf_1 (D^3 - d^3)}{3(D^2 - d^2)}, \end{aligned}$$

т. е. окончательно

$$W_3 = \frac{2\pi Pf_1 (D^3 - d^3)}{3(D^2 - d^2)}. \quad (9)$$

НБ
УДУНТ
(ДНТ)
25

Составляя теперь равенство работы движущей силы Q с одной стороны, и полезной работы с работой преодоления трения с другой, получаем

$$W_0 = W_1 + W_2 + W_3$$

или после подстановки значений —

$$Q \pi d_c = P s + f(P + Q \operatorname{tg} \alpha) \pi d_c + \frac{2 \pi f_1 P (D^3 - d^3)}{3 (D^2 - d^2)} \quad (10)$$

откуда по преобразовании получаем

$$Q \pi d_c - f Q \pi d_c \operatorname{tg} \alpha = P \cdot \pi d_c \operatorname{tg} \alpha + f P \cdot \pi d_c + \frac{2 \pi f_1 P (D^3 - d^3)}{3 (D^2 - d^2)}$$

или

$$Q (1 - f \operatorname{tg} \alpha) \pi d_c = P \pi d_c \left[\operatorname{tg} \alpha + f + \frac{2 f_1 (D^3 - d^3)}{3 d_c (D^2 - d^2)} \right],$$

а отсюда величина движущей силы получит окончательное выражение

$$Q = \frac{P \left[\operatorname{tg} \alpha + f + \frac{2 f_1 (D^3 - d^3)}{3 d_c (D^2 - d^2)} \right]}{1 - f \operatorname{tg} \alpha} \quad (11)$$

Средний диаметр d_c может быть легко определен из соотношения

$$d_c = \frac{d + d_1}{2},$$

где, согласно (рис. 11), d_1 — внутренний диаметр нарезки и d — наружный диаметр нарезки.

§ 16. Работа трения, коэффициент полезного действия и величина движущей силы для винтов с треугольной нарезкой.

Все вышеизложенные выводы с полученными формулами относились к винту с прямоугольной нарезкой, при учете же треугольной нарезки придется изменить их, исходя из следующих соображений.

Пусть угол при вершине треугольника, образующего нарезку в одну нитку, будет 2β (рис. 12), т. е. боковая сторона его будет наклонена к горизонтальной плоскости под углом β . Тогда при наличии осевой силы P нормальные к поверхности нарезки давления, отнесенные к средней винтовой линии mn , окажутся наклонными к оси винта. Заменяя суммарное нормальное давление реакциями N , приложенными в диаметрально противоположных точках средней винтовой линии, учитывая соответствующую ему суммарную силу трения на нарезке величиною

$$F_1 = 2f \cdot N$$

и проектируя силы P , N , и F_1 на ось по направлению силы P , получим уравнение равновесия

$$P - 2N \cos \beta - F_1 \sin \beta = 0$$

или при

$$N = \frac{F_1}{2f}$$

получим

$$P - \frac{F_1 \cos \beta}{f} - F_1 \sin \beta = 0,$$

откуда

$$F_1 = \frac{fP}{\cos \beta + f \sin \beta};$$

пренебрегая же слагаемым $f \sin \beta$ по малости его сравнительно с $\cos \beta$, будем иметь

$$F_1 = \frac{fP}{\cos \beta} = \frac{f}{\cos \beta} \cdot P = f_0 \cdot P, \quad (12)$$

где

$$f_0 = \frac{f}{\cos \beta}.$$

Если теперь ввести в предыдущие формулы прямоугольной нарезки вместо f последнюю величину f_0 , то получим соответствующие формулы для треугольной нарезки, а именно:

а) зависимость между движущей силой Q и осевой силой P согласно формулы (3)

$$Q = P \frac{\operatorname{tg} \alpha + \frac{f}{\cos \beta}}{1 - \frac{f}{\cos \beta} \operatorname{tg} \alpha} \quad (13)$$

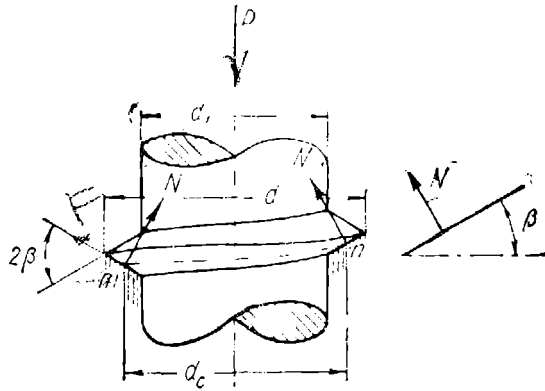


Рис. 12

б) коэффициент полезного действия согласно формулы (4)

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)} = \frac{\operatorname{tg} \alpha (1 - \operatorname{tg} \rho \cdot \operatorname{tg} \alpha)}{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \rho} = \frac{\operatorname{tg} \alpha (1 - f_0 \cdot \operatorname{tg} \alpha)}{\operatorname{tg} \alpha + f_0},$$

или

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha \left(1 - \frac{f}{\cos \beta} \cdot \operatorname{tg} \alpha \right)}{\operatorname{tg} \alpha + \frac{f}{\cos \beta}}, \quad (14)$$

с) работа трения на нарезке согласно формулы (8)

$$W_2 = \frac{f}{\cos \beta} (P + Q \operatorname{tg} \alpha) \pi d_c, \quad (15)$$

д) величина движущей силы Q согласно формулы (11)

$$Q = \frac{P \left[\operatorname{tg} \alpha + \frac{f}{\cos \beta} + \frac{2f_1 (D^3 - d^3)}{3d_c (D^2 - d^2)} \right]}{\left(1 - \frac{f}{\cos \beta} \cdot \operatorname{tg} \alpha \right)}. \quad (16)$$

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)
27

§ 17. Примеры.

Пример 4. Определить угол подъема винтовой линии на цилиндре с диаметром основания 2 см, если шаг ее равен 7 мм.

Дано	Найти
$d = 2 \text{ см}$ $s = 7 \text{ мм}$	

Решение. Из формулы (1) получаем

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{s}{\pi d} = \frac{0,7}{\pi \cdot 2} = 0,112,$$

соответственно чему определяется

$$\alpha \approx 6^{\circ}25'$$

Пример 5. Определить коэффициент полезного действия винта с прямоугольной нарезкой, если наружный диаметр нарезки его равен 6 см, а внутренний диаметр нарезки — 4,8 см, причем шаг винта 1,2 см и коэффициент трения $f = 0,12$.

Дано	Найти
$d = 6 \text{ см}$ $d_1 = 4,8 \text{ см}$ $s = 1,2 \text{ см}$ $f = 0,12$	η

Решение. Согласно формулы (4) имеем

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)},$$

где

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{s}{\pi d_c} = \frac{s}{\pi \frac{(d + d_1)}{2}} = \frac{1,2}{\pi \frac{(6 + 4,8)}{2}} = 0,07,$$

соответственно этому получаем $\alpha = 4^{\circ}$.

Зная теперь коэффициент трения $f = 0,12$, определяем угол трения ρ , пользуясь зависимостью

$$\operatorname{tg} \rho = f = 0,12,$$

откуда

$$\rho \approx 6^{\circ}50'.$$

После же подстановки полученных значений в формулу (4), определяем окончательно коэффициент полезного действия винта

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)} = \frac{\operatorname{tg} 4^{\circ}}{\operatorname{tg}(4^{\circ} + 6^{\circ}50')} = \frac{\operatorname{tg} 4^{\circ}}{\operatorname{tg} 10^{\circ}50'} = 0,37.$$

§ 18. Вопросы для самопроверки.

- 1) Что называется шагом винтовой линии?
- 2) Как влияет на коэффициент полезного действия винта увеличение угла подъема винтовой линии?
- 3) Где получается больше трения на нарезке у винтов с прямоугольной или с треугольной нарезками?
- 4) Где угол подъема винтовой линии получается больше — у двухоборотного или трехоборотного винта, если средний диаметр нарезки и расстояние между смежными витками ее остаются неизменными?

Задание 4.

СКРЕПЛЯЮЩИЕ ВИНТЫ (БОЛТЫ) И БОЛТОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.

§ 19. Системы нарезки.

Болты, или скрепляющие винты, служат для соединения частей и принадлежат к разряду *разъемных* соединений, которые допускают разборку соединяемых частей без разрушения соединяющих (болтов). Так как при соединении болтами требуется произвести и определенное закрепление частей, чтобы в процессе работы их не было легкого самоотвинчивания, то приходится для болтов употреблять треугольную нарезку, обеспечивающую, как мы убедились ранее, большую силу трения в нарезке.

Применяющиеся у нас системы треугольной нарезки нормированные ОСТ (с указанием соответствующего номера таблицы) таковы:

Нарезка . $\left\{ \begin{array}{l} \text{Дюймовая (ОСТ 33а, 33б)} \\ \text{Метрическая (ОСТ 32, 94, 193)} \\ \text{Трубная (ОСТ 266)} \\ \text{Мелкая метрическая (ОСТ 271, 272)}^1. \end{array} \right.$

При дальнейшем знакомстве с перечисленными системами нарезки будем пользоваться следующими обозначениями основных элементов их:

d — наружный диаметр нарезки, d_1 — внутренний диаметр нарезки, d_c — средний диаметр нарезки, s — шаг нарезки; t_1 — глубина нарезки, t_0 — высота треугольника, образующего нарезку, 2β — угол при вершине его.²

а) **Дюймовая нарезка.** В основу образования ее (рис. 13а) положен равнобедренный треугольник с углом при вершине $2\beta = 55^\circ$, причем входящие и выходящие углы треугольника срезаны на величину $\frac{t_0}{6}$, вследствие чего глубина нарезки получилась равной

$$t_1 = t_0 - 2 \cdot \frac{t_0}{6} = \frac{2}{3} t_0,$$

а если принять во внимание зависимость

$$t_0 = \frac{s}{2} \operatorname{ctg} \frac{55^\circ}{2},$$

то получится

$$t_1 = \frac{2}{3} \cdot \frac{s}{2} \operatorname{ctg} \frac{55^\circ}{2} = 0,64 s.$$

Зависимость же между диаметрами нарезки выразится

$$d = d_1 + 2 t_1$$

и

$$d_c = \frac{d + d_1}{2}$$

Самые вершины нарезки или скругляются, образуя нарезку без зазора (рис. 13а), или же притупляются (рис. 13б), давая нарезку с зазором,

¹ В 1932 г. ОСТ выпустил таблицы для 3-й, 4-й и 5-й мелких нарезок.

² Следует заметить, что в таблицах ОСТ внутренний диаметр нарезки обозначен через d_0 и средний — d_{cp} .

обеспечивающую лучшее соприкосновение витков даже при возможном вспухании резьбы, зависящем от технологических особенностей изготовления ее.

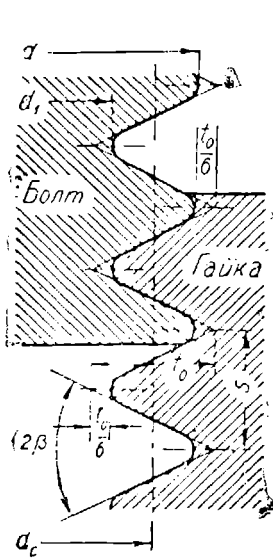


Рис. 13а

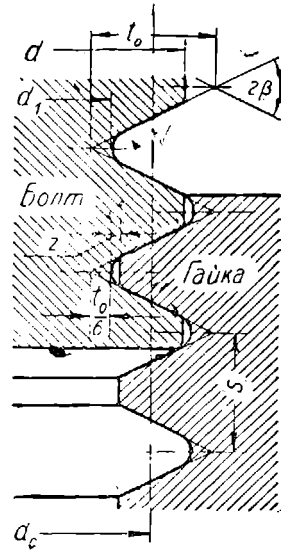
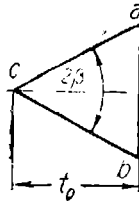


Рис. 13б

в) Метрическая нарезка. В основу образования нарезки взят равно-
сторонний треугольник, причем входящие и выходящие углы обрезаны на

$\frac{t_0}{8}$ (рис. 14), приводя к зависимости

$$t_1 = t_0 - 2 \frac{t_0}{8} = \frac{3}{4} t_0,$$

а так как

$$t_0 = \frac{s}{2} \operatorname{ctg} \frac{60^\circ}{2},$$

то

$$t_1 = \frac{3}{4} \frac{s}{2} \operatorname{ctg} 30^\circ = 0,6946 s.$$

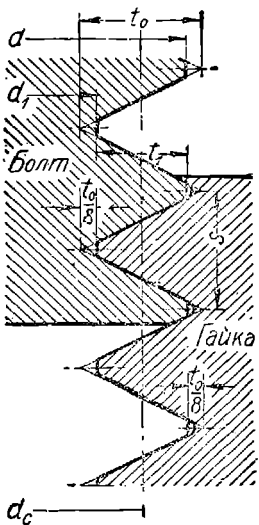
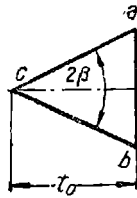


Рис. 14



Очертание дна впадин нарезки выполняется по дуге определенного радиуса, хотя ОСТ предложен и другой вариант, в котором очертание дна впадины делается по прямой, касательной к дуге, что приводит к упрощению, а, следовательно, и удешевлению соответствующего инструмента для нарезки.

Несмотря на преимущество метрической системы сравнительно с дюймовой, последняя имеет еще до сих пор широкое распространение у нас,

причиной чему является наличие большого количества станков и инструмента, соответствующих изготовлению дюймовой нарезки, а также известная, хотя и временная, необходимость ввоза к нам заграничной продукции специального оборудования, основанного на преобладающей там дюймовой системе.

Тем не менее нормы метрической резьбы ОСТ 94 для диаметра в пределах (1 мм ÷ 5 мм) уже являются обязательными для проведения (авто- и авиостроение, точная механика), тогда как нормы ОСТ 32 для диаметров (6 мм ÷ 68 мм) и ОСТ 193 для диаметров (72 мм ÷ 600 мм) пока еще не имеют обязательности проведения по вышеупомянутым причинам.

с) **Трубная нарезка.** Трубная нарезка (рис. 15) есть не что иное, как обычная дюймовая нарезка, нанесенная на поверхности трубы, носившая измененное теперь наименование газовой резьбы. Нормы для этой нарезки дает ОСТ 266 в пределах диаметра (1/8" ÷ 18").

д) **Мелкая метрическая нарезка.** Эта нарезка имеет шаг меньше нежели шаг основ-

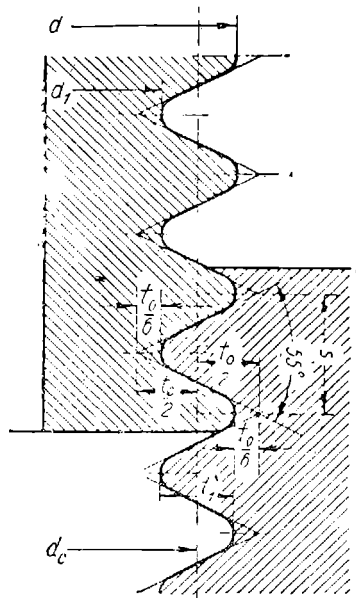


Рис. 15

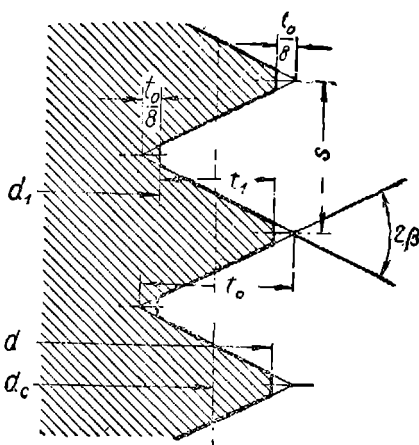


Рис. 16

ной нарезки для одного и того же диаметра ес, соответственно чему и вводится новый термин коэффициент измельчения, под именем которого известно отношение шага основной нарезки к шагу мелкой нарезки (для одного и того же диаметра).

Соответственно этому ОСТ 271 дает 1-ю мелкую резьбу при коэффициенте измельчения 1,5 и ОСТ 272—2-ю мелкую при коэффициенте измельчения 2.

Кроме этого следует упомянуть еще нарезку Левенгерца, имеющую в основе равнобедренный треугольник с углом при вершине $2\beta = 53^\circ 8'$ и с высотой равной шагу (рис. 16), причем углы его срезаны на $\frac{t_0}{8}$, вследствие чего глубина нарезки оказалось равной

$$t_1 = t_0 - 2 \cdot \frac{t_0}{8} = \frac{3}{4} t_0 = \frac{3}{4} s.$$

НБ
УДУНТ
(ДИТ)
31

Эта нарезка применяется для мягких металлов (алюминий, латунь) и отличается от остальных большей глубиной.

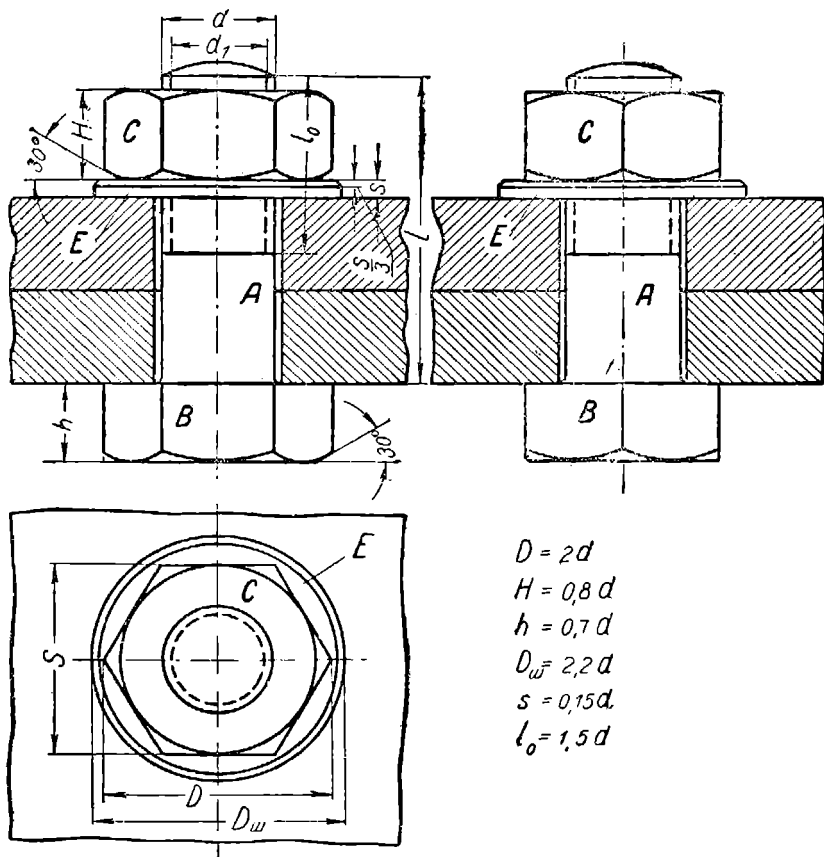
Все вышеупомянутые системы нарезки нормированы таблицами, помещенными в конце настоящей части.

§ 20. Конструктивные виды крепящих винтов.

Здесь придется рассмотреть следующие конструктивные виды винтов:

Крепящие винты.

Обыкновенный болт,
Шпилька,
Глухарь (шуруп),
Распорный болт,
Фундаментный болт.



$$\begin{aligned}
 D &= 2d \\
 H &= 0,8d \\
 h &= 0,7d \\
 D_w &= 2,2d \\
 s &= 0,15d \\
 l_0 &= 1,5d
 \end{aligned}$$

Рис. 17

а) Обыкновенный болт. Болт (рис. 17) представляет собой цилиндрический стержень, несущий нарезку *A* на одном конце и головку *B* на другом, причем элементами болта являются также гайка *C* и шайба *E*. Нарезка на чертеже обозначена пунктиром, являющимся условным обозначением нарезки вообще.

Для изготовления болтов обычно идет болтовое железо (сталь), хотя в специальных конструкциях встречаются и чисто стальные болты.

Что касается размеров болта с элементами его, то основным размером является наружный диаметр нарезки, в зависимости от которого получаются и остальные размеры его согласно нижеприведенных таблиц ОСТ или в средних величинах, указанных на рис. 17.

Гайки представляют собой обычно шестигранные призмы со срезанными на конус основаниями, с углом при вершине 120° , что предохраняет углы оснований от обивания и не допускает при завинчивании гайки возможного задиранья материала соединяемых деталей. Высота гайки принимается в среднем равной $H = 0,8 d$.

Головки, составляющие одно целое со стержнем болта, встречаются в форме шестигранных призм (рис. 17) с высотой $h = 0,7 d$, квадратных (рис. 18), полукруглых (рис. 19) и потайных (рис. 20), соответственно назначению болтов. Крайний торец головки имеет подобно гайке срез на конус.

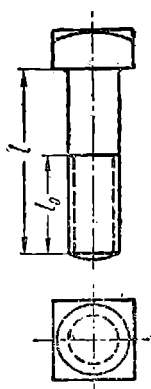


Рис. 18

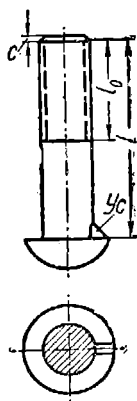


Рис. 19

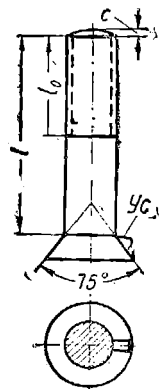


Рис. 20

Концы стержней болтов могут быть заточены или по сфере (рис. 20) или по усеченному конусу (рис. 19), причем для черных болтов концы являются согласно ОСТ обычно обрезанными. Длина нарезанной части l_0 , длина болта l (расстояние от конца стержня до опорного торца головки), а также высота s заточки конца стержня, если последняя желательна, даются в таблицах ОСТ.

Принадлежностью болтов являются также шайбы (рис. 17), представляющие собой железные круглые пластинки с отверстием в середине для прохода стержня болта. Шайбы служат для передачи давления со стороны гайки на большую поверхность скрепляемых деталей, предохраняя вместе с тем их от задиранья нижним торцом гайки; кроме этого шайбы дают возможность перекрывать отверстия для болтов, значительно превышающие диаметр последних.

Основные размеры шайб в среднем таковы: наружный диаметр — $D_{ш} = 2,2 d$, диаметр отверстия — $d_{ш} = 1,1 d$, толщина — $s = 0,15 d$.

Следует заметить, что при наличии осевой силы болты ставятся в отверстия с зазором, суммарный размер которого по обе стороны стержня изменяется от $(1 \div 2)$ мм для сверленных отверстий и до $(2 \div 5)$ мм для литых отверстий.

В смысле обработки приходится разделять болты на черные, полуматричные и чистые, причем черные получены прессовкой или отковкой начерно и остаются без дальнейшей обработки кроме нарезки; полуматричные — имеют уже дополнительно обработанную опорную часть головки, получая кроме вышеуказанной обработки и по стержню; чистые — обрабатываются по стержню и по всем поверхностям головки.

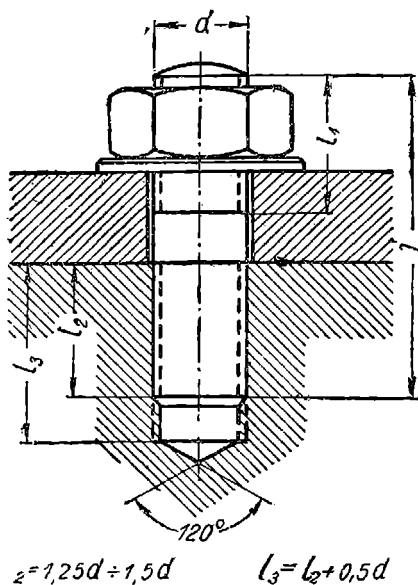


Рис. 21

б) Шпилька. Под именем шпильки известен винт (рис. 21), несущий нарезку с обоих концов стержня, ввинчиваемый в одну из скрепляемых деталей и затягиваемый гайкой. Если требуется соединить две части различной толщины, причем толщина одной из них значительно превышает толщину другой, то для избежания употребления длинных болтов употребляют шпильки; в таком случае часть большей толщины должна иметь в себе заблаговременно заготовленные отверстия с внутренней нарезкой, соответствующей нарезке стержней шпилек, причем глубина ввинчивания шпильки берется обычно в пределах

$$l_2 = (2d \div 3d) \text{ для чугуновой детали;}$$

$$l_2 = (1,25d \div 1,5d) \text{ „ железной}$$

Следует заметить, что периодические ввинчивания и вывинчивания стержня приводят внутреннюю нарезку отверстия к разрушению, во избежание чего можно воспользоваться особой втулкой из более прочного материала, снабженной наружной и внутренней нарезкой и ввинчиваемой в отверстие изделия, после чего уже во втулку ввинчивается конец стержня шпильки.

с) Винты для металла.

Эти винты служат для привинчивания металлических пластин, обычно небольшой толщины, к металлическим частям. Они несут с одной стороны нарезку, а с другой снабжены полукруглой (рис. 22а), цилиндрической (рис. 22б), потайной (рис. 22с) или полупотайной (рис. 22д) головкой. На рис. 22е изображено скрепление двух частей винтом.

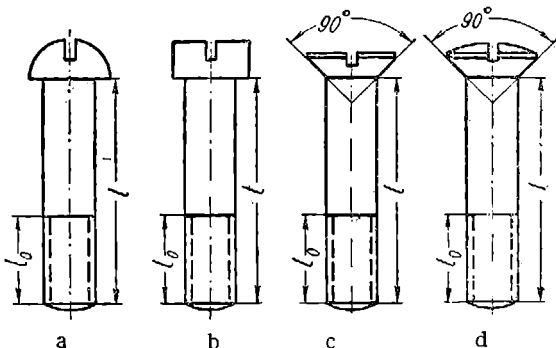


Рис. 22 а, б, с, д

д) Распорные болты. Эти болты служат для скрепления двух частей с соблюдением неизменного расстояния между ними (например станины). На рис. 23 представлен такой болт с заплечиками.

УДМУТ
(ДИТ)

Помимо этого можно осуществить распор скрепляемых частей не стержнем болта, а газовой трубкой *B* (рис. 24), через которую свободно проходит стержень обыкновенного болта *A*.

На рис. 25 показан распорный болт, один конец которого ввинчен в соединяемую часть *A*, а другой пропущен через отверстие в части *B*, причем последняя закрепляется на определенном расстоянии от первой при помощи двух гаек, благодаря которым упомянутое расстояние можно изменять. Такие болты носят еще название *установочных*.

е) Рымы. Под этим наименованием имеются в виду винты, снабженные нарезкой по всей длине стержня и снабженные на конце головкой в форме кольца (рис. 26). Обычно рымы ввинчивают в нарезанное отверстие той детали, которую надо отнимать от другой при разборке или присоединять при сборке, а также служат вспомогательным приспособлением при подъеме краном тяжелых предметов, не допускающих непосредственного захвата их крюком.

г) Фундаментные болты. Эти болты служат для закрепления станин машин-двигателей или машин-орудий на фундаменте. Фундаментные болты разделяются на короткие и длинные.

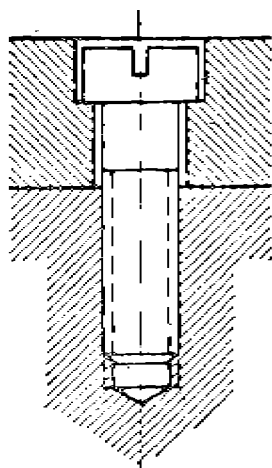


Рис. 22 е

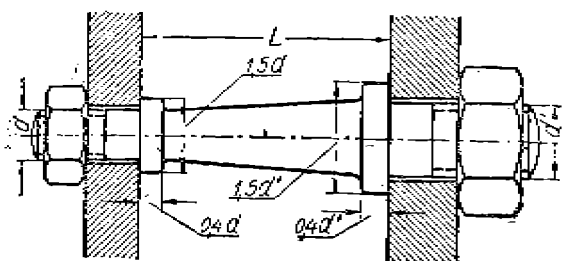


Рис. 23

Короткие (закладные) болты прикрепляют к фундаменту станины машин, имеющих спокойную работу (без толчков и сотрясений), — в таком случае они закладываются в соответствующие им гнезда в кладке и затем заливаются цементом.

На рис. 27 представлен короткий фундаментный болт с удлиненной головкой в форме усеченного конуса, который закладывается в гнездо при возведении кладки, а затем заливается цементом, причем для лучшего сцепления по ребрам головки делается грубая насечка (заершны).

Рис. 28 изображает такой же болт с удлиненной головкой в форме усеченного конуса, но с дополнительными боковыми ребрами.

На рис. 29 имеем болт с удлиненной головкой в форме штопора, которая заливается в гнезде цементом.

Рис. 30 показывает способ закрепления нижней части колонны на гранитном фундаменте с помощью коротких закладных болтов.

Длинные фундаментные болты служат для закрепления на фундаменте машин, работающих с толчками и ударами (возвратно-поступательное движение частей); в этом случае с целью захвата большей массы фундамента, поглощающего толчки, стержни болтов приходится делать длинными (рис. 31).

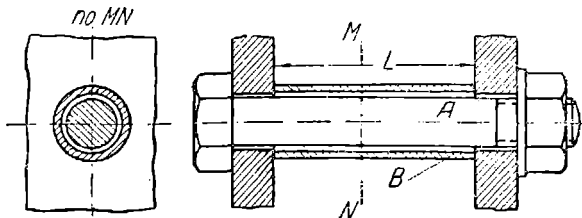


Рис. 24

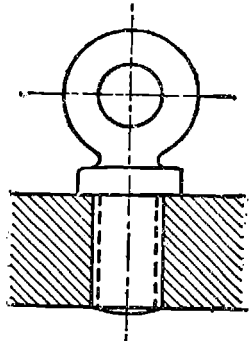


Рис. 26

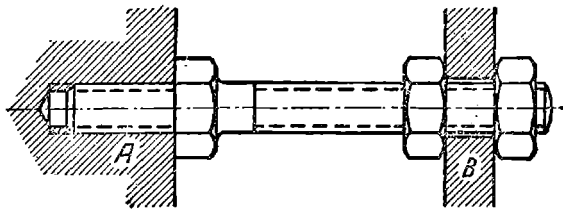


Рис. 25

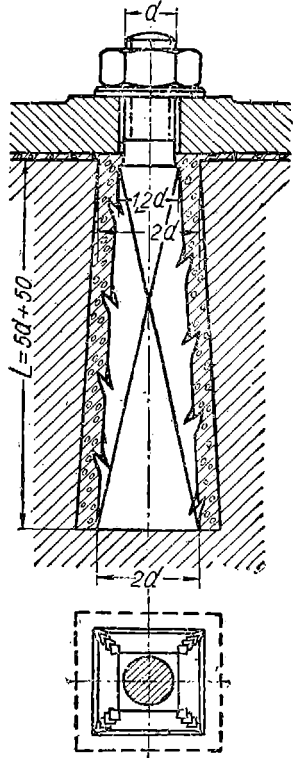


Рис. 27

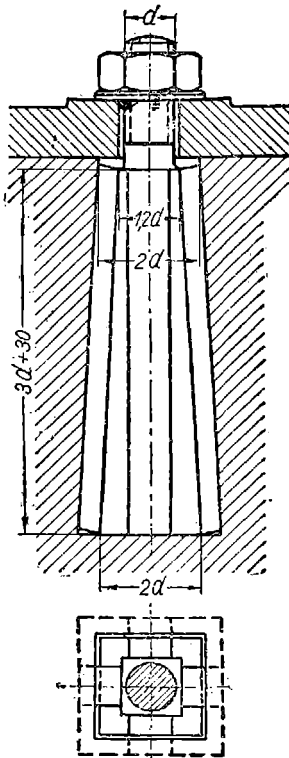


Рис. 28

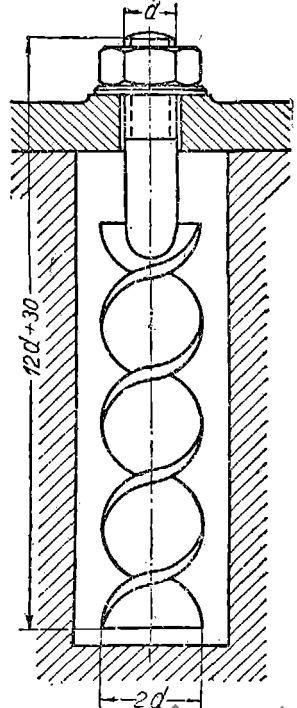


Рис. 29¹

¹ Болты на рис. 27, 28, 29 взяты в большем масштабе сравнительно с рис. 31, 32, 33.

ГНБ
УДМУНТ
(ДИП)

и закреплять головки их в особых опорных (анкерных) плитах, передающих давление на большую поверхность соприкосновения их с кладкой фундамента.

Фундаментный болт на рис. 31 снабжен прямоугольной головкой, входящей в соответствующий паз чугунной анкерной плиты *B*, причем после опускания болта до момента выхода головки из пределов плиты можно после поворота на 90° стержня поднять его вверх и вынуть при снятой станине.

Необходимо заметить, что для уничтожения промежутков между станией двигателя и фундаментом и лучшего сцепления их приходится делать подливку жидким цементом, соответственно чему на рис. 31 и показана подливка *C* под станией *A*.

Рис. 32 и 33 изображают длинные фундаментные болты с цилиндрической головкой и чекой, причем исчерпывающие пояснения к этому предусматриваются нижеприведенными контрольными вопросами.

Наконец на рис. 34 показан способ закрепления фундаментной плиты подшипника при помощи фундаментных болтов, проходящих через колодцы, заготовленные в фундаменте, и опирающихся головками с чеками на двойные опорные плиты, заложенные в кладке фундамента, причем на рис. 35 представлена отдельно такая опорная плита (чугунная) на-

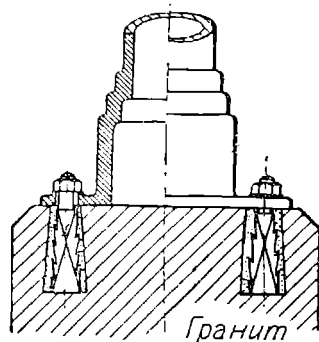


Рис. 30

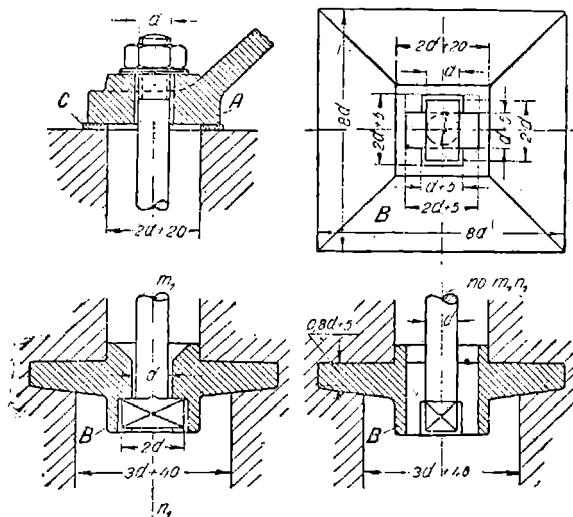


Рис. 31

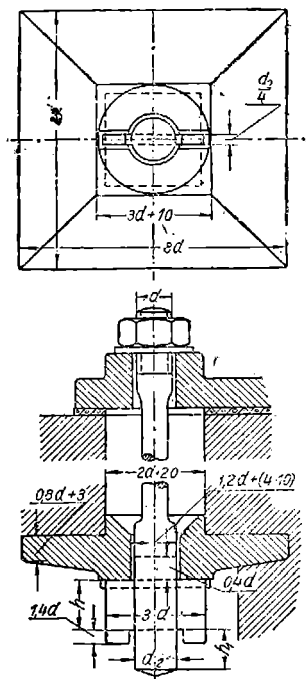


Рис. 32

ружный диаметр d нарезки болта и расстояние m между осями двух смежных болтов дают возможность определить основные размеры как упомянутой плиты, так и колодцев в фундаменте.

УДУИТ
(ДИТ)

В заключение следует упомянуть еще о винтах для дерева (шурупы, глухари) с полукруглой, потайной, полупотайной, шестигранной и квадратной головками, имеющих нарезку большего шага сравнительно с винтами такого же диаметра, но для металла. Упомянутые винты вместе с размерами их приведены в таблицах ОСТ (188 ÷ 192), помещенных в приложении.

§ 21. Меры для устранения вращения стержня болтов при завинчивании гайки.

При завинчивании гайки приходится обычно придерживать головку его с целью устранения возможности вращения стержня болта. Однако не всегда оказывается возможным или удобным захватить головку, вследствие чего и пришлось прибегнуть на практике к особым мероприятиям конструктивного порядка.

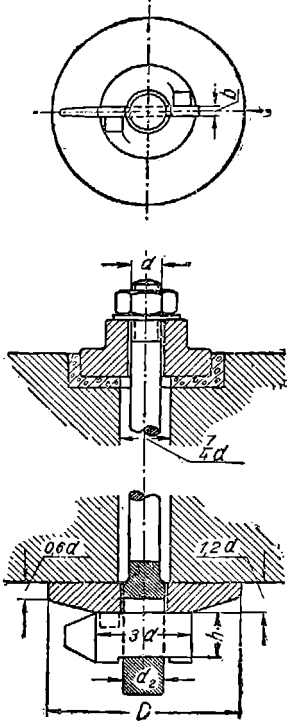


Рис. 33

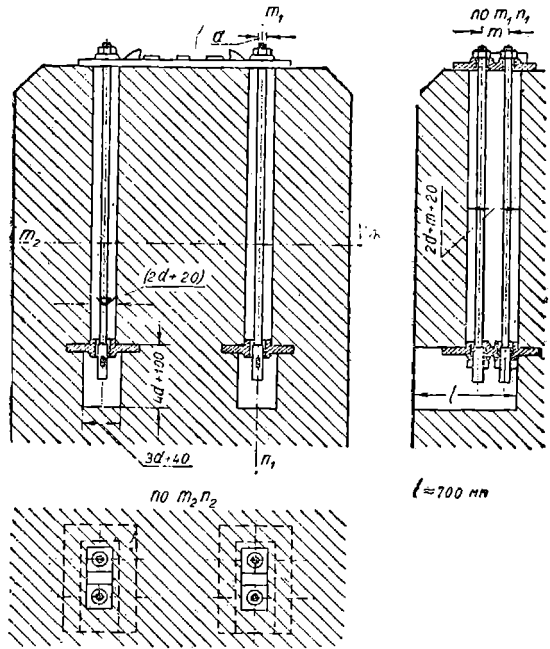


Рис. 34

Если снабдить стержень болта квадратным подголовником (рис. 37) или особым выступом, называемым усом (рис. 36), входящими в соответствующие им пазы в отверстиях скрепляемых деталей, то возможность вращения стержня будет устранена.

Аналогичным примером могут служить болты с тавровой головкой, служащие для скрепления крышки подшипника с корпусом его, в котором сделаны пазы для головок болтов (рис. 38), причем болты приходится закладывать снизу, а затем затягивать гайки.

Приведенные здесь мероприятия являются наиболее характерными, но не исключительными.

УДМУТ
(ДИТ)

§ 22. Средства против самоотвинчивания гаек.

Если болтовое крепление подвержено частым толчкам и сотрясениям, то с течением времени, а особенно при перемене направления осевой силы затянутого болта, гайки начинают сдавать (самоотвинчивание), причем не исключаются случаи и полного их отвинчивания, вследствие чего могут иметь место также и несчастные случаи (самоотвинчивание гаек у болтов, укрепляющих движущиеся части.

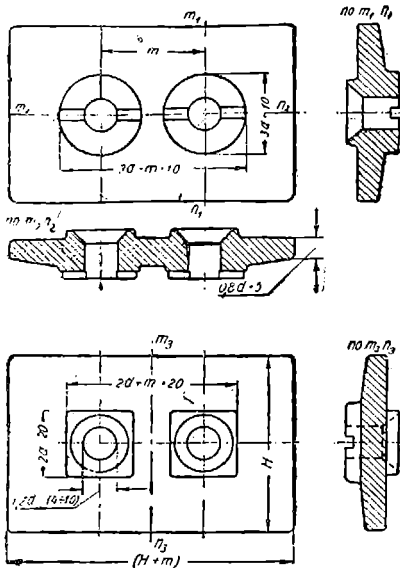


Рис. 35

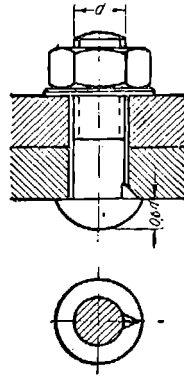


Рис. 36

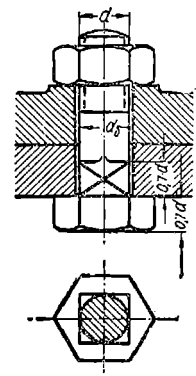


Рис. 37

Для избежания случаев самоотвинчивания гаек на практике существуют особые мероприятия, приводящие обычно к употреблению контр-гаек, шплинтов, пружинящих шайб и замков.

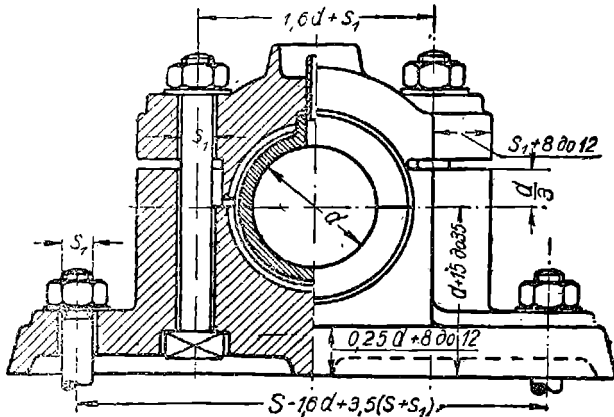


Рис. 38

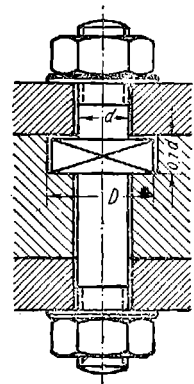


Рис. 39

а) Контр-гайка представляет собой обыкновенную гайку (рис. 41), навинчиваемую на стержень болта до отказа поверх основной гайки и нажимающую нижним своим торцом на верхний торец последней. Действие контр-гайки можно представить следующим образом.

При наличии одной затянутой гайки *B* (рис. 42а) нижние части витков нарезки стержня *A* нажимают на верхние части витков гайки. При завинчивании же контр-гайки *C*, последняя нажимает на гайку *B* и разгружает ее (рис. 42б), а сама становится в прежние условия работы гайки *B*. Дальнейшая затяжка контр-гайки *C* приведет до соприкосновения (с затягом) верхних частей витков нарезки стержня *A* с нижними частями нарезки гайки *B*, чем и будет вызван распор, благодаря которому контр-гайка будет затянута сильнее (рис. 42с), находясь под действием осевой силы болта, а также предварительной и дополнительной затяжки, тогда как гайка *B* будет только нагружена дополнительной затяжкой контр-гайки. Высота гайки и контр-гайки обычно делается одинаковой.

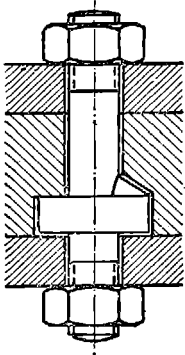


Рис. 40

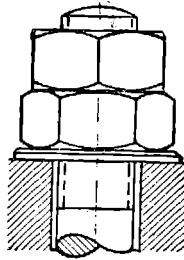


Рис. 41

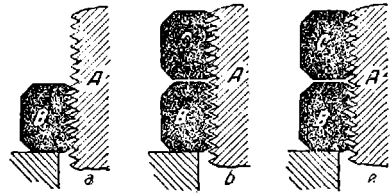


Рис. 42

б) Шплинт представляет собой согнутую под углом 180° проволоку полукруглого сечения (рис. 43), которая пропускается через соответствующее сквозное отверстие в стержне болта над верхним торцом затянутой гайки

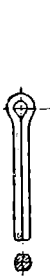


Рис. 43

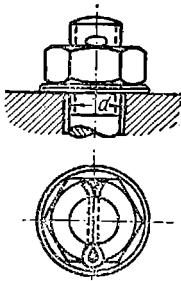


Рис. 44а

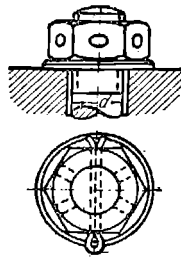


Рис. 44б

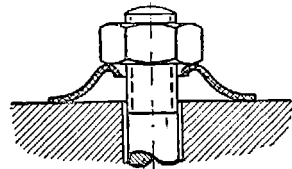


Рис. 45

(рис. 44а) или через отверстие в стержне и гайке (рис. 44б), после чего концы его разводятся.

Разводные проволоочные шплинты нормируются ОСТ 150, причем из шплинтов диаметром выше 3 мм концы делаются неодинаковой длины.

Иногда приходится встречать на практике вместо шплинтов конические штифты, толщина которых (большой диаметр) берется около $(\frac{1}{6} \div \frac{1}{3})$ диаметра стержня болта.

с) Пружинящая шайба (рис. 45) представляет собой фасонную стальную шайбу в форме горловины; она подкладывается под обыкновенную шайбу и при затяжке гайки дает распор.

д) Замки, приведенные на рис. 46, 47 и 48, устраняют возможность

НЕ
УДУМ
(ДИТ)

поворота гайки и имеют на практике разнообразные конструктивные виды, помимо приведенных.

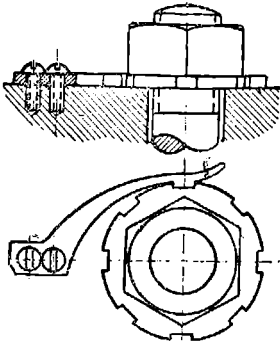


Рис. 46

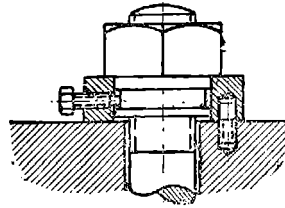


Рис. 47

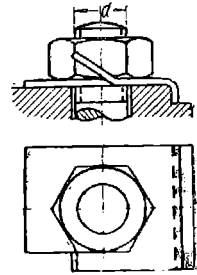


Рис. 48

§ 23. Гаечные ключи.

Для завинчивания или отвинчивания гаек служат *гаечные ключи*, представляющие собой рукоятку $l = 15d$, где d — наружный диаметр нарезки, с одной (рис. 49) или двумя (рис. 50) головками.

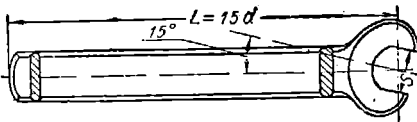


Рис. 49

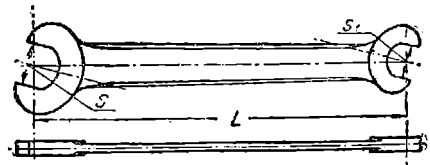


Рис. 50

Отверстие (зев) ключа, служащее для захвата параллельных граней гайки, должно соответствовать размерам данного болта, почему и приходится держать определенный набор ключей, причем употребление *двойных* ключей (с двумя головками) дает возможность уменьшить вдвое набор их сравнительно с обыкновенными односторонними ключами.

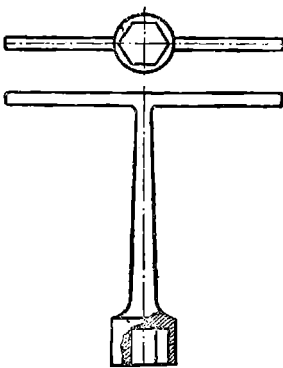


Рис. 51

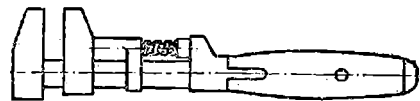


Рис. 52

же такого расположения гаек, при котором обыкновенным ключом работать нельзя, пользуются *торцевым* ключом, представление о котором может дать рис. 51.

НЕ
УДУЕТ
(ДИТ)

В заключение стоит упомянуть об универсальном (французском) ключе, дающем возможность изменять размер отверстия его (рис. 52), а потому и употребительном для болтов различного диаметра. Недостатком таких ключей является постоянство длины рукоятки, благодаря чему при болтах разного диаметра, требующих различного по величине рабочего момента для затяжки гайки, не представляется возможным осуществить соответствующего затяга при наличии определенного максимального усилия рабочего. Обыкновенные ключи, имея длину рукоятки, связанную с величиною диаметра стержня болта, легко разрешают вопрос необходимого затяга.

§ 24. Вопросы для самопроверки.

- 1) Если известно число ниток резьбы на дюйм, то можно ли определить шаг ее— и как?
- 2) Когда предпочтительно употреблять шпильки вместо обыкновенных болтов?
- 3) Для чего иногда головки болтов приходится снабжать усом?
- 4) Для чего ось отверстия ключа располагают под углом к оси стержня?
- 5) Какое назначение имеют шайбы?
- 6) В каких случаях употребляются короткие и в каких—длинные фундаментные болты?
- 7) Можно ли определить угол подъема винтовой линии нарезки, если известен шаг ее и средний диаметр?
- 8) Каким неудобством отличается универсальный (французский) гаечный ключ?
- 9) Как устраняется возможность самоотвинчивания гаек?
- 10) Есть ли разница в треугольной нарезке дюймовой и метрической—и какая?
- 11) Почему у нас приходится пользоваться до сих пор дюймовой системой нарезки, несмотря на сравнительные выгоды метрической?
- 12) Чем отличается мелкая резьба от основной (обыкновенной)?

Задание 5.

РАСЧЕТ БОЛТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ.

§ 25. Расчет болта и его элементов.

а) **Болт с осевой нагрузкой.** Если (рис. 53) d —наружный диаметр нарезки болта, d_1 —внутренний диаметр нарезки болта, P —осевая сила болта, то, исходя из условия сопротивляемости стержня болта растяжению, получим зависимость в отношении к поперечному сечению с наименьшим диаметром d_1

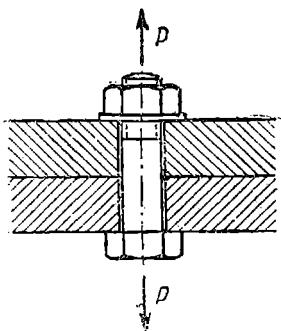


Рис. 53

$$P \leq \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot R_z,$$

откуда

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4P}{\pi \cdot R_z}}, \quad (17)$$

причем допускаемое напряжение R_z приходится брать соответственно условиям работы болта. Например железные болты при нагрузке типа А (см. таблицу 2 в приложении II) позволяют допустить $R_z = (700 \div 900) \text{ кг/см}^2$, а при нагрузке типа В — $R_z = (500 \div 600) \text{ кг/см}^2$, причем более желательны нижние пределы в виду возможных дефектов при получении резьбы.

Определенный по фор-ле (17) внутренний диаметр d_1 нарезки является основным расчетным размером, по которому из таблиц ОСТ, соответствующей системы нарезки, подбирают диаметр расчетной или ближайшей большей величины, а по нему уже берут и наружный диаметр d нарезки, определяющий как самый болт, так и размеры элементов его.

Однако с целью оправдания вышеуказанных средних размеров гайки и головки болта, проследим здесь путь расчета, приведший к этим размерам.

Если стержень болта будет нагружен осевой силой P , то нарезка его будет подвержена большому влиянию изгиба. Считая, что осевая сила P равномерно распределяется по средней винтовой линии нарезки, расположенной в пределах гайки высотой H , получим опасное сечение нарезки (рис. 54) на месте сопряжения витка с цилиндрическим стержнем диаметра d_1 , причем оно будет иметь форму развернутого прямоугольника длиной $\pi d_1 z$, где z — число витков нарезки по высоте гайки, и высотой $a \approx 0,835 s$, если принять во внимание дюймовую нарезку, причем s — шаг нарезки.

В таком случае условие прочности нарезки при изгибе будет выражено

$$M_{\text{из}} \leq W R_b$$

или

$$P \cdot m = P \cdot \frac{t_1}{2} = z \cdot \frac{\pi d_1 a^2}{6} R_b$$

или при

$$t_1 = 0,64 s, \quad a = 0,835 s$$

будем иметь

$$P \cdot \frac{0,64 s}{2} = \frac{\pi d_1 z (0,835 s)^2}{6} R_b,$$

откуда

$$P = \frac{\pi d_1 z (0,835 s)^2}{3 \cdot 0,64 s} R_b$$

или по сопоставлению последнего с зависимостью (17) получим

$$\frac{0,835^2 \pi d_1 z \cdot s}{3 \cdot 0,64} R_b = \frac{\pi d_1^2}{4} R_z,$$

откуда

$$zs = \frac{0,16 \cdot 3}{0,835^2} \cdot \frac{R_z}{R_b} d_1,$$

а принимая для одного и того же материала $R_z = R_b$, получим

$$zs = \frac{0,48}{0,835^2} d_1 \approx 0,7 d_1,$$

но так как

$$zs = H \text{ (высота гайки),}$$

то

$$H \approx 0,7 d_1$$

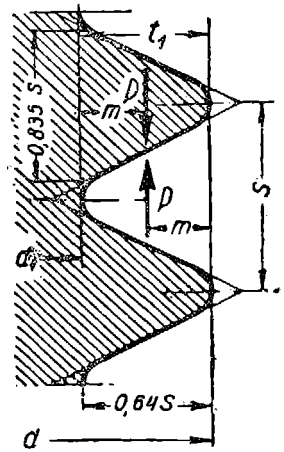


Рис. 54

или при среднем соотношении между внутренним и наружным диаметрами нарезки

$$\frac{d_1}{d} \approx 0,8$$

получим окончательно

$$H = 0,7 \cdot 0,8 d = 0,56 d.$$

Учитывая же на основании опытных данных неравномерное восприятие витками нарезки усилия P (нижние витки нагружаются больше верхних), увеличивают высоту гайки, доводя ее до размера

$$H = 0,8 d. \quad (18)$$

Обращаясь теперь к головке болта и принимая влияние на нее изгиба (рис. 55) от равномерно распределенного по опорному торцу ее давления P , приведенного к равнодействующей в расстоянии $\frac{d}{2}$ от поверхности стержня,¹ получим зависимость

$$M_{\text{из}} \leq W R_b,$$

где момент сопротивления опасного сечения (сопряжение головки со стержнем болта) как развернутого прямоугольника будет

$$W = \frac{\pi d h^2}{6},$$

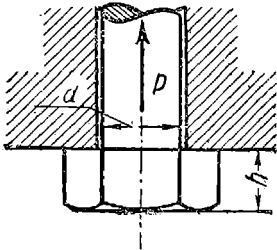


Рис. 55

где h — высота головки.

В таком случае после подстановки получим

$$P \cdot \frac{d}{2} \leq \frac{\pi d h^2}{6} R_b,$$

откуда

$$P = \frac{\pi h^2}{3} R_b,$$

или, по сопоставлении с отношением (15), найдем

$$\frac{\pi h^2}{3} \cdot R_b = \frac{\pi d_1^2}{4} R_z,$$

откуда

$$h^2 = \frac{3 d_1^2}{4} \cdot \frac{R_z}{R_b},$$

или, принимая в среднем

$$\left(\frac{d_1}{d}\right)^2 \approx 0,65$$

и допуская

$$R_z = R_b,$$

¹ Сила P противодействует на головку болта условно принята приложенной к крайней кромке торца гайки, а не по середине ее (увеличение запаса прочности).

получим

$$h^2 = \frac{3}{4} \cdot 0,65 d^3,$$

откуда

$$h \approx 0,65 d.$$

или, как принято по ОСТ,

$$h = 0,7d \quad (19)$$

б) Болт с осевой нагрузкой при сильно затянутой гайке. При затягивании гайки до отказа, как это обычно делается, стержень болта находится не только под влиянием растягивающей силы, но также и под влиянием крутящего момента

$$M_{кр} = Q \cdot \frac{d_c}{2},$$

где Q — движущая сила, необходимая для вращения гайки, d_c — средний диаметр нарезки.

Следует заметить, что в общем выражении силы Q , согласно формулы (16), не придется учитывать части усилия Q , необходимого для преодоления трения торца гайки, вследствие чего формула примет вид

$$Q = \frac{P \cdot \left(\operatorname{tg} \alpha + \frac{f}{\cos \beta} \right)}{1 - \frac{f}{\cos \beta} \cdot \operatorname{tg} \alpha},$$

соответственно чему крутящий момент получит выражение

$$M_{кр} = \frac{P \left(\operatorname{tg} \alpha + \frac{f}{\cos \beta} \right)}{1 - \frac{f}{\cos \beta} \cdot \operatorname{tg} \alpha} \cdot \frac{d_c}{2}. \quad (20)$$

Если теперь допустить в среднем $\operatorname{tg} \alpha \approx 0,04$ и $d_c \approx 0,9 d$, отвечающие болтам диаметром до 2", затем взять дюймовую нарезку, при которой $2\beta = 55^\circ$, и $\cos \beta = 0,887$, и наконец принять $f \approx 0,18$, то после подстановки в формулу (20) будем иметь

$$M_{кр} = \frac{P \left(0,04 + \frac{0,18}{0,887} \right)}{1 - \frac{0,18}{0,887} \cdot 0,04} \cdot \frac{d_c}{2} \approx 0,12 P d_c. \quad (21)$$

Таким образом болт придется рассчитывать с учетом сложной деформации — растяжения и кручения, соответственно чему придется воспользоваться формулой, требующей для соблюдения условия прочности следующей зависимости между действительным и допускаемым напряжениями:

$$0,35\sigma + 0,65 \sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha_0\tau)^2} \leq R_z.$$

Зная же, что

$$\sigma = \frac{4P}{\pi d_1^2},$$

$$\tau = \frac{M_{кр}}{0,2d_1^3}$$

и

$$\alpha_0 = \frac{R_z}{1,3R'_s} = 1,15,$$

получаем после подстановки в последнее соотношение следующее

$$0,35 \cdot \frac{4P}{\pi d_1^2} + 0,65 \sqrt{\left(\frac{4P}{\pi d_1^2} + 4 \left(1,15 \frac{M_{кр}}{0,2 d_1^3}\right)^2\right)} \leq R_z,$$

а после подстановки $M_{кр}$ из формулы (21) будем иметь

$$0,35 \cdot \frac{4P}{\pi d_1^2} + 0,65 \sqrt{\left(\frac{4P}{\pi d_1^2}\right)^2 + 4 \left(1,15 \frac{0,12 \cdot P d_c}{0,2 \cdot d_1^3}\right)^2} \leq R_z,$$

или по преобразовании

$$\frac{4P}{\pi d_1^2} \left[0,35 + 0,65 \sqrt{1 + 4 \left(\frac{1,15 \cdot 0,12 d_c \pi}{0,2 d_1 \cdot 4}\right)^2} \right] \leq R_z,$$

но так как при дюймовой нарезке в среднем можно принять $d_c = 1,1 d_1$, то после подстановки последнего значения d_c в соотношение получим

$$\frac{4P}{\pi d_1^2} \left[0,35 + 0,65 \sqrt{1 + 4 \left(\frac{1,15 \cdot 0,12 \cdot 1,1 d_1 \pi}{0,2 \cdot 4}\right)^2} \right] \leq R_z,$$

что после вычисления равно

$$\frac{4P}{\pi d_1^2} \cdot 1,375 \leq R_z$$

или

$$1,375 \cdot P \leq \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot R_z. \quad (22)$$

Если обозначить $1,375 P = P_\phi$, то получится расчетная формула при растяжении

$$P_\phi \leq \frac{\pi d_1^2}{4} R_z,$$

где вместо фактической силы P расчет ведут по фиктивной силе P_ϕ , которая на 37,5% больше первой, причем R_z берется в тех же пределах, что и для болта, нагруженного лишь осевой силой.

Если соотношение (22) представить в виде

$$P \leq \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot \frac{1}{1,375} \cdot R_z,$$

или

$$P \leq \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot \left(\frac{3}{4} R_z \right) \quad (23)$$

то получится обыкновенная расчетная формула для болтов, подобная формуле (17), причем допускаемое напряжение R_z взято на 25% меньше, нежели в том случае.

Последнее соотношение (23) свидетельствует о том, что болты с сильно затянутыми гайками могут рассчитываться на растяжение по фактической осевой силе P , но при уменьшенном на 25% допускаемом напряжении, или же по фиктивной силе $P_{\text{ф}}$, но без уменьшения допускаемого напряжения.

с) Болт под действием поперечной силы.

В случае действия сил P на скрепляемые детали в направлении перпендикулярном к оси болта (рис. 56), последний будет подвергаться изгибу при возможном скольжении деталей, что вредно отразится на прочности его, если принять во внимание перекок стержня болта в отверстиях деталей.

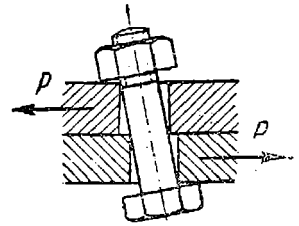


Рис. 56

Во избежание этого приходится применять следующие три мероприятия — разгрузка болта от непосредственного действия поперечной силы, постановка специальных болтов без зазора и дополнительная затяжка гайки для возбуждения силы трения, устраняющей возможность упомянутого скольжения деталей.

При разгрузке болтов стараются передать действие поперечной силы на скрепляемые части, в которых благодаря сопряженным выступу и впадине (рис. 57) образуется разгрузная площадь, принимающая на себя действие поперечной силы.

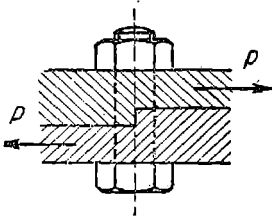


Рис. 57

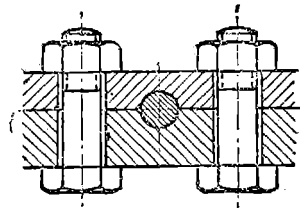


Рис. 58

На рис. 58 нагрузку от поперечной силы принимает на себя стальной стержень круглого поперечного сечения, вложенный в высверленное между скрепляемыми частями отверстие.

При устранении зазора между стержнем болта и соответствующим ему отверстием приходится употреблять болты с коническим стержнем при уклоне $\left(\frac{1}{30} \div \frac{1}{40} \right)$, причем их приходится как можно лучше пригонять к отверстиям в скрепляемых деталях. Конический стержень дает возможность подтягивать болт в случае возможного смятия опорных поверхностей. Такие болты (рис. 59) носят название пригонных и работают на срез, причем квадратная головка на конце стержня облегчает вращение болта во

время притирки.¹ Наконец, дополнительным затягом гайки обыкновенного болта, поставленного с зазором, стараются вызвать между скрепляемыми частями силу трения, достаточную для противодействия поперечной силе P , вызывающей проскальзывание частей.

Прижимая упомянутые части друг к другу с силою N , мы возбуждаем силу трения fN , где f — коэффициент трения, причем проскальзывание частей будет устранено, если будет выполнено условие

$$fN \geq P,$$

т. е. возбужденная сила трения должна быть больше поперечной силы P . Отсюда получается величина силы затяга гайки

$$N \geq \frac{P}{f}. \quad (24)$$

Этот способ особенно рекомендуется при скреплении частей со значительным по величине коэффициентом трения.

д) Болт с эксцентричной нагрузкой. На

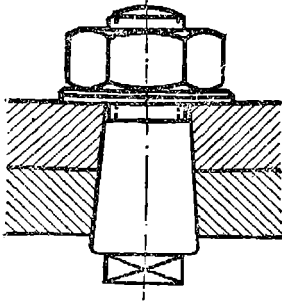


Рис. 59

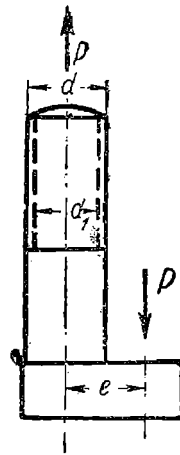


Рис. 60

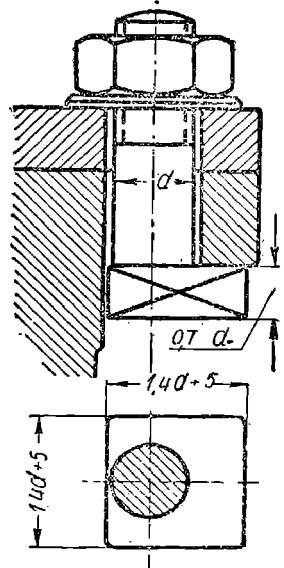


Рис. 61

практике иногда приходится встречаться с болтами, имеющими несимметричную (одностороннюю) головку (рис. 60), примером чему может служить фланцевое крепление труб, стенки которых находятся очень близко от стержня болта (рис. 61).

При расчете таких болтов приходится учитывать влияние не только растяжения, но также и изгиба при наличии изгибающего момента

$$M_{из} = Pe,$$

где P — осевая сила болта, e — эксцентриситет.

В таком случае напряжение от растяжения будет

$$\sigma_1 = \frac{4P}{\pi d_1^2}$$

и напряжение от изгиба

$$\sigma_2 = \frac{M_{из}}{W} = \frac{Pe}{0,1d_1^3},$$

¹ В текущем году для концевых болтов выпущена таблица ОСТ 4151.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

причем для соблюдения прочности суммарное напряжение должно подчиняться условию

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = \frac{4P}{\pi d_1^2} + \frac{Pe}{0,1d_1^3} \leq R_z, \quad (25)$$

откуда, задавшись величиною R_z , можно определить d_1 или, наоборот, подбирая предварительно диаметр, следить за тем, чтобы действительное суммарное напряжение σ не превзошло величины допускаемого напряжения.

е) Болт с эластичной нагрузкой. Болты подвергаются эластичной (упругой) нагрузке в том случае, когда между скрепляемыми деталями кладется упругая, хорошо пружинящая прокладка.

Пусть (рис. 62) болт подвергается действию осевой силы P , вызывающей удлинение стержня его, причем он был поставлен с предварительным затягом гайки усилием P_0 , вызвавшим упругое сжатие прокладки.

Если последняя достаточно упруга, то при действии на болт вышеупомянутой силы P вызванное ею удлинение стержня не уничтожит полностью упругого сжатия прокладки, вследствие чего скрепление останется плотным и болт окажется под действием силы $P + P_1$, где P — осевая нагрузка болта, P_1 — остаточная сила затяга гайки во время действия силы P , которая меньше первоначального затяга P_0 .

Однако невозможность точного определения величины силы P_1 требует приближенного принятия ее равной $P_1 = P$, а в таком случае болт придется рассчитать на суммарную силу

$$P + P_1 = 2P,$$

исходя из ур-ния прочности при растяжении

$$2P = \frac{\pi d_1^2}{4} R_z. \quad (26)$$

Материалом для прокладок являются — резина, кожа, асбестовый картон, клингерит и т. п.

§ 26. Влияние температуры.

Если болту приходится соединять части, линейный коэффициент расширения которых отличается от коэффициента расширения первого, то при колебании температуры необходимо учесть появление в стержне болта дополнительного напряжения, которое иногда может принимать значительную величину.

Пусть, например, болт пропущен через медные фланцы труб, общая толщина которых равна e , причем линейный коэффициент расширения болта равен α_1 , а меди — α_2 , тогда при изменении температуры на t° большее влияние будет иметь, конечно, деформация меди, имеющей больший по ве-

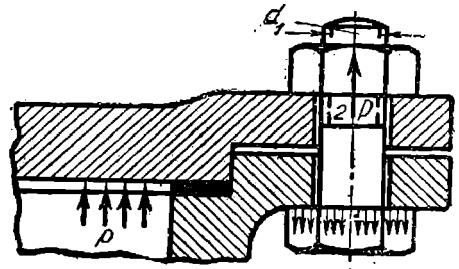


Рис. 62

личине коэффициент расширения. Соответственно этому избыточное линейное удлинение (при повышении температуры) будет равно

$$\lambda = (\alpha_2 - \alpha_1) \cdot l \cdot t,$$

что в свою очередь вызовет добавочное напряжение в стержне болта

$$\sigma = E \cdot \frac{\lambda}{l} = E \cdot (\alpha_2 - \alpha_1) t,$$

где E — модуль упругости 1-го рода.

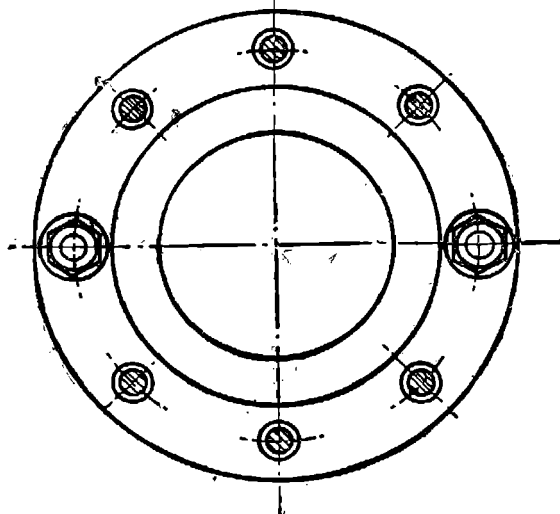
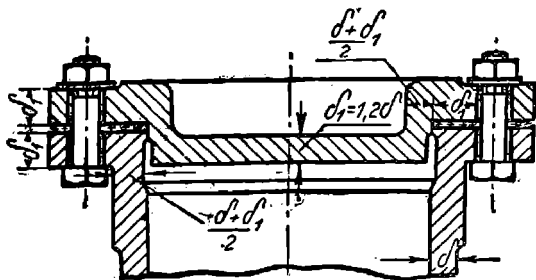


Рис. 63

2) болты с различной нагрузкой.

Первым характерным примером соединения рассмотрим скрепление крышки цилиндра теплового двигателя, а вторым — прикрепление кронштейна к стене.

а) Скрепление крышки цилиндра двигателя. Пусть (рис. 63) D — внутренний диаметр цилиндра, p — наибольшее давление в цилиндре в манометрических атмосферах, n — число скрепляющих болтов. В таком случае суммарная сила, действующая на крышку, получится равной

$$p \cdot \frac{\pi D^2}{4},$$

Если бы стержень болта, как это бывает, был подвержен действию силы в том или ином направлении, то при изменении температуры пришлось бы считаться с суммарным напряжением

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = \pm \frac{P}{F} \pm$$

$$\pm E(\alpha_2 - \alpha_1)t, \quad (27)$$

где P — осевая сила болта, F — площадь поперечного сечения его (наименьшая) и двойной знак определяется однозначностью при известном направлении действующей силы P и известном изменении температуры в определенной стороне.

§ 27. Расчет группового болтового соединения.

При рассмотрении группового болтового соединения приходится иметь в виду два случая, а именно

1) болты с одинаковой нагрузкой,

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

а усилие, приходящееся на один болт, можно в среднем принять равным

$$P = \frac{1}{n} \cdot p \cdot \frac{\pi D^2}{4}$$

Так как для достижения плотности приходится класть упругую прокладку, то по предыдущему расчет болта придется вести на удвоенную силу, вследствие чего уравнение прочности примет вид

$$2P \leq \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot R_z$$

или

$$2 \cdot \frac{p \pi D^2}{4n} \leq \frac{\pi d_1^2}{4 R_z}$$

откуда и получится окончательно

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{2p D^2}{n R_z}}$$

после чего по табл. ОСТ можно подобрать соответствующий болт.

б) Крепление стеного кронштейна. Пусть кронштейн (рис. 64 и 65) прикрепляется к стене при помощи болтов *A* и *B*, причем на вал *C* действует

сила *Q* под углом α к вертикали. Вертикальная составляющая ее будет $Q_v = Q \cos \alpha$ и горизонтальная

$$Q_r = Q \sin \alpha.$$

При переносе силы Q_v в точку m_0 , лежащую в плоскости соприкосновения кронштейна со стеной, получаем пару сил с положительным моментом

$$M_1 = Q_v \cdot l_1$$

и сосредоточенную силу Q_v , срезающую болты *A* и *B*.

При переносе в ту же точку m_0 силы Q_r опять получаем пару сил с положительным моментом

$$M_2 = Q_r (l_2 - l_3)$$

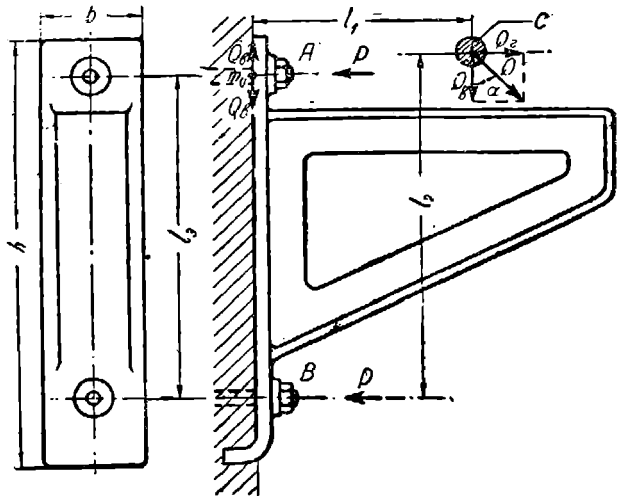


Рис. 64

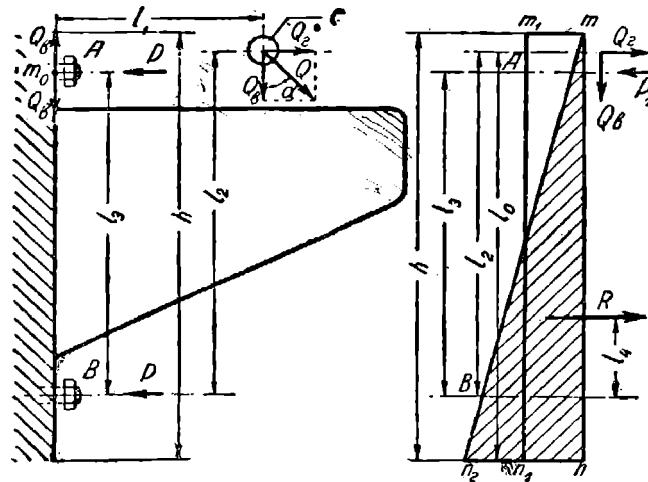


Рис. 65

НЕ
УДУТ
(ДИТ)

и сосредоточенную силу Q_r , направленную перпендикулярно к стене и нагружающую болт А.

До начала действия силы Q болты А и В уже были затянуты с некоторым усилием P каждый, благодаря которому кронштейн оказался прижатым к стене, производя смятие ее соответственно зависимости

$$2P = bh \cdot p,$$

где b, h — стороны (ширина и высота) доски кронштейна и p — давление на 1 см^2 опорной площади ее.

Учтем обозначением mn (рис. 65) положение доски до смятия, а обозначением m_1n_1 положение ее после смятия, причем отрезки mm_1 и nn_1 можно считать пропорциональными соответствующим напряжениям. Действующая сила Q будет стараться опрокинуть кронштейн, вращая его при некотором суммарном моменте

$$M_1 + M_2 + Q_r l_0 = Q_b \cdot l_1 + Q_r (l_2 - l_3) + Q_r l_0$$

вокруг нижнего ребра доски и вызывая тем самым меньшее давление на стену сверху доски и большее внизу ее, благодаря чему болт А получил дополнительную нагрузку, доведенную до величины P_1 , а болт В некоторую разгрузку. Если теперь сделать предельное допущение, что доска отошла вверх, доведя напряжение при смятии в том месте до нуля, то в нижней части это напряжение должно увеличиться вдвое, соответственно отрезку mn_2 , причем mn_2 будет выражать тогда закон изменения напряжений при смятии по высоте доски, равнодействующая реакция которых (со стороны стены) окажется приложенной в центре тяжести Δmnn_2 в некотором расстоянии l_4 от оси болта В.

Составляя теперь уравнение моментов упомянутых сил относительно горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести поперечного сечения болта В параллельно стене, и приравнивая его нулю вследствие равновесия этих сил, будем иметь зависимость

$$M_1 + M_2 + Q_r l_2 + R l_4 - P_1 \cdot l_3 = Q_b l_1 + Q_r (l_2 - l_3) + Q_r l_2 + R l_4 - P_1 l_3 = 0,$$

или

$$Q \cos \alpha \cdot l_1 + Q \sin \alpha (l_2 - l_3) + Q \sin \alpha \cdot l_2 + R l_4 - P_1 \cdot l_3 = 0,$$

где l_3 — расстояние между осями болтов А и В, но так как равнодействующая $R = 2P = bhp$ согласно Δmnn_2 должна пройти на расстоянии одной трети высоты его от основания mn_2 , то расстояние ее l_4 от оси болта будет

$$l_4 = \frac{h}{3} - \frac{h - l_3}{2} = \frac{3l_3 - h}{6},$$

соответственно чему последнее уравнение примет вид

$$Q l_1 \cos \alpha + Q (l_2 - l_3) \sin \alpha + Q l_2 \sin \alpha + bhp \cdot \frac{3l_3 - h}{6} - P_1 l_3 = 0, \quad (28)$$

откуда и определится величина затяга P_1 болта А.

Зная силу P_1 , определяем соответствующий размер болта, исходя из соотношения

$$P_0 = P_1 + Q_r \leq \frac{\pi d_1^2}{4} R_s,$$

причем нижний болт В, хотя и нагруженный меньше верхнего болта А, получает размер верхнего.

УДКУНЬ
(ДИПТ)

Удельное давление p при кирпичной кладке на цементном растворе можно брать не выше 10 кг/см^2 , а на известковом растворе — не выше 6 кг/см^2 .

Следует заметить, что при составлении ур-ния моментов мы пренебрегли влиянием веса кронштейна (сравнительно незначительное влияние) и кроме того не учли действия вышеупомянутой силы Q_B , оказавшейся приложенной в плоскости соприкосновения доски кронштейна со стеной и старающейся срезать болты A и B . Последнее возможно исключить при наличии прилива в нижней части доски кронштейна, входящего в соответствующий паз в стене и принимающего воздействие силы Q_B на себя (рис. 64), при отсутствии же этого прилива придется болтам A и B дать дополнительный затяг с силой P_2 , чтобы возбужденная благодаря этому сила трения $2fP_2$ была достаточна для противодействия срезающей силе Q_B , для чего должно быть выполнено условие

$$2fP_2 \leq Q_B, \quad (29)$$

где f — коэффициент трения между доской кронштейна и стенкой.

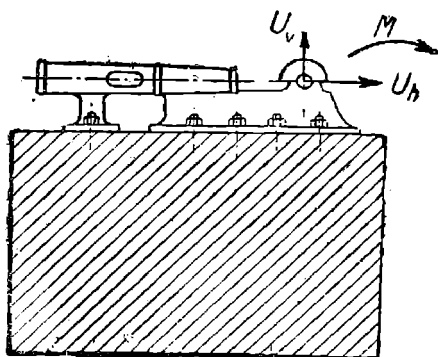


Рис. 66

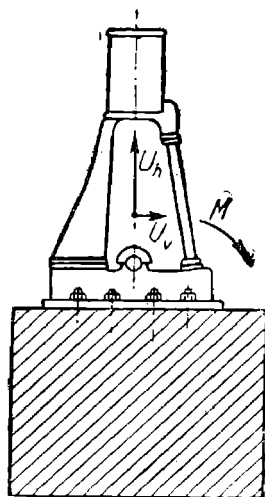


Рис. 67

В таком случае болт пришлось бы рассчитать на суммарную силу ($P_0 + P_2$).
с) Болты для скрепления машинных частей с фундаментом. Под такими болтами, как известно, имеются в виду фундаментные болты, причем здесь придется разобрать случай скрепления с фундаментом вертикальных, а также горизонтальных машин-двигателей.

Как в том, так и в другом случае приходится иметь дело с горизонтальной и вертикальной составляющими сил инерции частей, движущихся возвратно-поступательно, которые вычисляются по формулам, даваемым в расчетной части паровых машин или двигателей внутреннего сгорания.

Горизонтальная составляющая этих сил инерции U_h (для горизонтальных двигателей) или U_v (для вертикальных двигателей), соответственно (рис. 66 и рис. 67), создают опрокидывающий момент M относительно одного из ребер станины двигателя и тем самым вызывают соответствующее натяжение стержней болтов; независимо от этого болты подвергаются воздействию вертикальной составляющей U_v (горизонтальные двигатели) или U_h (вертикальные двигатели), которые действуют попеременно вверх и вниз. Эта последняя сила хотя и воспринимается в первую очередь кры-

шечными болтами подшипников коренного вала, но пренебречь влиянием ее вместе с тем и на фундаментные болты было бы ошибочно. Отсюда видно, что фундаментные болты подвергаются сложному воздействию, а потому на выбор допустимого напряжения при упрощенных расчетах их необходимо обратить особое внимание.

При учете влияния опрокидывающего момента M приходится все болты подбирать по одному из наиболее нагруженных, который, обычно, и рассчитывается.

Натяжение P стержня такого болта можно было бы определить следующим образом.

Пусть (рис. 68) имеется нижняя часть станины, прикрепляемой к фундаменту параллельными рядами болтов, причем опрокидывающий момент равен

$$M = U_h \cdot a,$$

где U_h — сила, направленная параллельно верхней плоскости фундамента; a — расстояние этой силы от ребра опрокидывания.

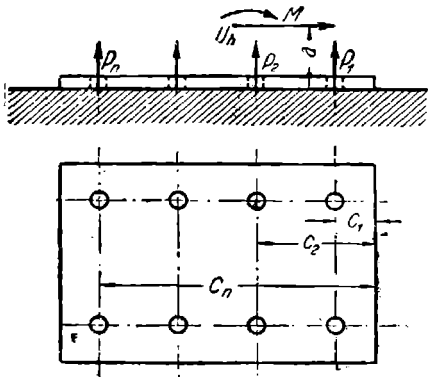


Рис. 68

Если кроме этого будем иметь: n — число рядов скрепляющих болтов, c_1, c_2, \dots, c_n — расстояния 1-го, 2-го, ..., n -го ряда от ребра опрокидывания, P_1, P_2, \dots, P_n — натяжения стержней болтов соответствующих рядов, то, исходя из уравнения моментов, действующих на стержни болтов сил и опрокидывающего момента (относительно точки на ребре опрокидывания), будем иметь

$$M = 2 (P_1 c_1 + P_2 c_2 + \dots + P_n c_n), \quad (30)$$

откуда и определим натяжение наиболее напряженного болта, по которому затем рассчитаем его, а по нему уже подберем и остальные болты.

Следует иметь в виду, что силы инерции частей, движущихся возвратно-поступательно (поршень, поршневой шток, ползун, шатун, палец кривошипа и кривошин), у паровых машин определяются по формулам:

горизонтальная составляющая силы

$$U_h = (G_h + G_r) R \frac{n^2}{900} \quad (31a)$$

и вертикальная составляющая —

$$U_v = G_r \cdot R \frac{n^2}{900}, \quad (31b)$$

где R — радиус кривошипа, n — число оборотов в минуту вала, G_h — вес частей кривошипно-шатунного механизма, движущихся возвратно-поступательно, G_r — вес частей того же механизма, движущихся вращательно.

Формула (30) может быть употреблена вообще для скрепления двумя рядами болтов, параллельными большой стороне прямоугольного основания детали, подверженной влиянию опрокидывающего момента.

УДМУ (ДИТ)

Если фундаментные болты рассчитывать, учитывая влияние вертикальной составляющей силы инерции, как это делается у вертикальных двигателей, то упомянутую силу придется распределить лишь на те болты, которые располагаются близ подшипников коренного вала, и затем уже произвести расчет, имея в виду сильную затяжку гайки.

При расчете фундаментных болтов приходится допускать напряжение при растяжении учитывать в пределах примерно $(300 \div 400) \text{ кг/см}^2$.

Остальные размеры установки фундаментных болтов приходится определять по эмпирическим формулам, делая в дальнейшем проверку на прочность наиболее важных из них.

§ 28. Расчет анкерных плит для фундаментных болтов.

Относительные размеры анкерной плиты (квадратной и круглой) могут быть оправданы следующими соображениями расчетного порядка.

а) Квадратная плита. Для квадратной плиты (рис. 31), упрощенным вариантом которой является плита на рис. 69 с указанными на ней размерными обозначениями, имеем следующее.

Условие сопротивления болта растяжению будет

$$P \leq \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot R_z,$$

а условие сопротивления кладки фундамента сжатию в пределах соприкосновения ее с плитой будет

$$P \leq (H^2 - H_1^2) R_d,$$

причем по сопоставлении этих соотношений приходим к зависимости

$$\frac{\pi d_1^2}{4} \cdot R_z = (H^2 - H_1^2) R_d,$$

откуда

$$H^2 = \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot \frac{R_z}{R_d} + H_1^2.$$

Принимая же приблизительно

$$H_1 = 2,5 d \text{ (вместо } 2d + 20 \text{ мм),}$$

получаем

$$H^2 = \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot \frac{R_z}{R_d} + 6,25 d^2,$$

а так как

$$\left(\frac{d_1}{d}\right)^2 \sim 0,65$$

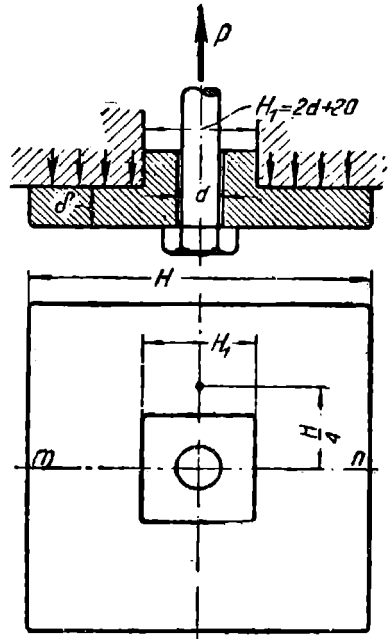


Рис. 69

или

$$d_1^2 = 0,65 d^2,$$

то

$$H^2 = \frac{\pi}{4} \cdot 0,65 d^2 \cdot \frac{R_z}{R_d} + 6,25 d^2,$$

откуда при $R_z = 400 \text{ кг/см}^2$ (железо) $R_d = 5 \text{ кг/см}^2$ (кирпич на цементе) получаем

$$H^2 = \frac{\pi \cdot 0,65}{4} \cdot \frac{400}{5} \cdot d^2 + 6,25 d^2,$$

после чего

$$H = d \sqrt{\frac{\pi \cdot 0,65}{4} \cdot 80 + 6,25} \approx 0,7 d.$$

Принимают обычно $H \approx 8 d$, после чего конечно необходимо проверить сопротивляемость кладки на сжатие.

Для определения толщины δ плиты придется исходить из условия прочности ее при изгибе

$$M_{\text{из}} \leq W \cdot R_b.$$

При опоре плиты на фундамент полной площадью изгибающий момент для описанного сечения mn (рис. 69) получился бы, исходя из реактивного действия равномерно распределенного давления в пределах опоры, равным

$$M_1 = R_d \frac{H^2}{2} \cdot \frac{H}{4} = R_d \frac{H^3}{8},$$

причем расстояние центра тяжести половины плиты от сечения mn принято равным $\frac{1}{4}H$. Однако отсюда надо вычесть величину изгибающего момента от давления, отнесенного к несуществующей части опоры плиты и приходящегося на квадратный выступ (заходит в колодец кладки) со стороны H_1 , соответственно чему этот момент получит величину аналогично предыдущему

$$M_2 = R_d \frac{H_1^3}{8},$$

после чего результирующий изгибающий момент будет

$$M_{\text{из}} = M_1 - M_2 = R_d \frac{H^3}{8} - R_d \frac{H_1^3}{8} = R_d \frac{H^3 - H_1^3}{8}.$$

Пренебрегая высотой выступа при учете площади опасного сечения mn , получим момент сопротивления его

$$W = \frac{(H - d_2) \delta^2}{6},$$

а затем и ур-ние прочности при изгибе

$$R_d \frac{H^3 - H_1^3}{8} \leq \frac{(H - d_2) \cdot \delta^2}{6} \cdot R_b.$$

¹ На рис. 69 размер d следует считать за d_2 .

Допуская

$$R_d = 5 \text{ кг/см}^2 \text{ (кирпич на цементе),}$$

$$R_b = 300 \text{ кг/см}^2 \text{ (чугун)}$$

и принимая

$$H_1 = 2,5 d; \quad d_2 = 1,2 d \text{ и } H = 8 d,$$

получим

$$5 \frac{(8d)^3 - (2,5d)^3}{8} = \frac{8d - 1,2d}{6} \delta^2 \cdot 300,$$

откуда

$$\delta = d \sqrt{\frac{(8^3 - 2,5^3) \cdot 5 \cdot 6}{(8 - 1,2) \cdot 8 \cdot 300}} \approx 1,1 d.$$

Принимая во внимание уменьшение величины изгибающего момента по направлению от опасного сечения mn к краю плиты, обычно берут толщину плиты на краю равной

$$\delta_1 = 0,8 d + 5 \text{ мм},$$

которую затем и увеличивают по направлению к середине плиты, доводя толщину на месте сопряжения со средним выступом до $1,2 d$.

б) Круглая плита. В случае круглой анкерной плиты со средним круглым выступом (рис. 70) расчет ведется таким же образом.

Из сопоставления ур-ния (17) с уравнением прочности на сжатие кладки в пределах соприкосновения с круглой плитой (рис. 70) получаем

$$\frac{\pi d_1^2}{4} \cdot R_z = \frac{\pi(D^2 - D_1^2)}{4} \cdot R_d, \quad (33)$$

где D_1 — наружный диаметр круглого выступа плиты.

Отсюда имеем

$$D^2 = d_1^2 \frac{R_z}{R_d} + D_1^2$$

или при предыдущих допущениях имеем

$$D^2 = 0,65 \cdot d^2 \frac{300}{5} + (2,5d)^2 = 58,25 d^2,$$

откуда

$$D = \approx 8 d.$$

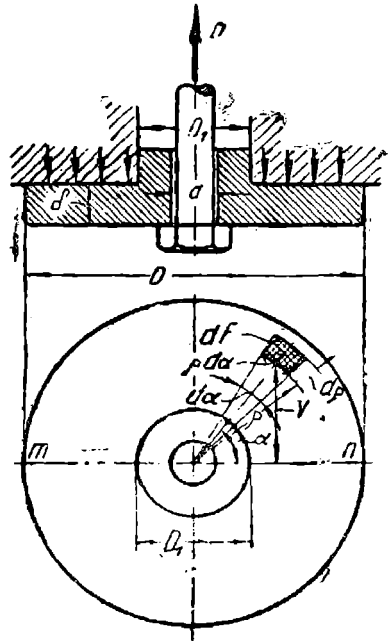


Рис. 70

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

При составлении ур-ния прочности на изгиб с целью определения толщины δ плиты учтем элементарную площадку dF опоры в расстоянии ρ от центра, причем величина ее получится равной

$$dF = \rho \cdot d\alpha \cdot d\rho.$$

Реактивное давление со стороны кладки, приходящееся на нее, будет

$$dp = R_d \cdot dF = R_d \cdot \rho \cdot d\alpha \cdot d\rho$$

и соответствующий ему элементарный изгибающий момент для опасного сечения mn будет

$$dM = dp \cdot y = dp \cdot \rho \sin \alpha = R_d \cdot \rho^2 \sin \alpha d\alpha \cdot d\rho.$$

Суммарный же изгибающий момент для сечения mn , соответствующий всей опорной площади, получится после двойного интегрирования

$$\begin{aligned} M_{\text{из}} &= 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} \int_{\frac{D_1}{2}}^{\frac{D}{2}} R_d \rho^2 d\rho \cdot \sin \alpha \cdot d\alpha = 2 \int_{\frac{D_1}{2}}^{\frac{D}{2}} R_d \rho^2 d\rho \left[-\cos \alpha \right]_0^{\frac{\pi}{2}} = \\ &= 2R_d \int_{\frac{D_1}{2}}^{\frac{D}{2}} \rho^2 d\rho = 2R_d \left[\frac{\rho^3}{3} \right]_{\frac{D_1}{2}}^{\frac{D}{2}} = \frac{2}{3} R_d \left(\frac{D^3}{8} - \frac{D_1^3}{8} \right) = \frac{(D^3 - D_1^3)}{12} \cdot R_d. \end{aligned}$$

Принимая момент сопротивления сечения mn без учета высоты круглого выступа плиты равным

$$W = \frac{(D - d_2) \delta^2}{6},$$

получим после подстановки в основное ур-ние прочности при изгибе

$$\frac{(D^3 - D_1^3)}{12} R_d \leq \frac{(D - d_2) \delta^2}{6} R_b,$$

откуда

$$\delta^2 \geq \frac{(D^3 - D_1^3)}{2(D - d_2)} \cdot \frac{R_d}{R_b},$$

что при допущении

$$D_1 = 2,5d, \quad D = 8d, \quad d_2 = 1,2d$$

$$R_b = 300 \text{ кг/см}^2 \text{ и } R_d = 5 \text{ кг/см}^2$$

приводит к зависимости

$$\delta^2 \geq \frac{(8d)^3 - (2,5d)^3}{2(8d - 1,2d)^3} \cdot \frac{5}{300} = \frac{8^3 - 2,5^3}{2 \cdot 80 \cdot (8 - 1,2)^2} d^2 = 0,61 d^2,$$

откуда

$$\delta \approx 0,8d,$$

так что можно принять

$$\delta = d.$$

¹ На рис. 70 размер d следует считать за d_2 .

§ 29. Примеры.

Пример 6. На сколько процентов и в какую сторону изменится степень надежности, если болт с метрической резьбой диаметром 30 мм заменить болтом с дюймовой резьбой диаметром $1\frac{1}{8}$ "

Дано	Найти
$(d)_1 = 30 \text{ мм}$	n_2
$(d)_2 = 1\frac{1}{8}$ "	
P	
σ	

Решение. Обозначая через $(d)_1$ наружный диаметр нарезки при метрической системе, $(d)_2$ — то же при дюймовой системе, n_1 — степень надежности для первого болта, n_2 — степень надежности для второго болта, σ_b — временное сопротивление при растяжении и P — действующую (осевую) силу, — будем иметь ур-ние прочности при растяжении для первого болта

$$P \leq F_1 \cdot \frac{\sigma_b}{n_1},$$

тоже для второго болта

$$P \leq F_2 \cdot \frac{\sigma_b}{n_2}.$$

Сопоставляя эти соотношения, будем иметь

$$F_1 \frac{\sigma_b}{n_1} = F_2 \frac{\sigma_b}{n_2},$$

откуда

$$n_2 = \frac{F_2}{F_1} \cdot n_1,$$

но так как из таблицы ОСТ 32 для болта диаметром 30 мм площадь сечения стержня $F_1 = 4,963 \text{ см}^2$, а для болта диаметром $1\frac{1}{8}$ " из таблицы ОСТ 33а площадь сечения $F_2 = 4,497 \text{ см}^2$, то после подстановки в последнее равенство будем иметь

$$n_2 = \frac{4,497}{4,963} n_1 = 0,91 n_1,$$

т. е. во втором случае степень надежности уменьшилась на $100 - 91 = 9\%$.

Пример 7. Рассчитать нарезку железного рыма для подъема груза в 2 т.

Дано	Найти
$P = 2 \text{ т}$	d

Решение. Рым, представленный на рис. 26, ставится без предварительного затяга (ненапряженное соединение), а потому, выбирая допускаемое напряжение $R_z = 750 \text{ кг/см}^2$,

получим из условия прочности при растяжении внутренний диаметр нарезки равным

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4P}{\pi \cdot R_z}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2000}{\pi \cdot 750}} \approx 1,8 \text{ см},$$

чему по таблице ОСТ 33а соответствует наружный диаметр нарезки размером $d = \frac{3}{4}$ ".

Пример 8. На крышку цилиндра паровой машины производится давление пара в 2400 кг, причем крышка прикреплена к цилиндру при помощи 6 болтов. Определить размеры болтов.

УДМУНЬ
(ДМУН)

Дано	Найти
$P = 2400 \text{ кг}$ $m = 6$	d

Решение. Предполагая силу P распределенной равномерно между шестью болтами, получим нагрузку, приходящуюся на каждый болт равной

$$P_0 = \frac{P_0}{m} = \frac{2400}{6} = 400 \text{ кг.}$$

Если учесть теперь необходимость плотного скрепления, благодаря чему придется ввести упругую прокладку, то согласно с формулой (26) придется составить соотношение

$$2P_0 \leq \frac{\pi d_1^2}{4} R_z,$$

откуда

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{8P_0}{\pi \cdot R_z}} = \sqrt{\frac{8400}{\pi \cdot 450}} = 1,5 \text{ см,}$$

где принято

$$R_z = 450 \text{ кг/см}^2.$$

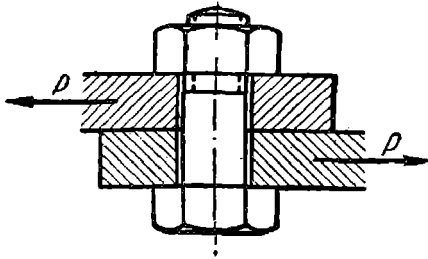


Рис. 71

Соответственно размеру внутреннего диаметра нарезки подбираем по таблице ОСТ 32 болт диаметром $d = 20 \text{ мм}$.

Пример 9. Определить размер болта, скрепляющего две части, находящиеся под действием силы $P = 3600 \text{ кг}$, согласно рис. 71.

Дано	Найти
$P = 3600 \text{ кг}$	d

Решение. Так как, согласно рис. 71, болт поставлен с зазором, а сила P является для него срезающей, то для противодействия этому срезу гайку болта придется затянуть

с некоторым усилием N , величина которого должна быть достаточной для возбуждения силы трения fN , противодействующей срезающей силе P , причем величина ее, согласно формулы (24), будет

$$N \leq \frac{P}{f} = \frac{3600}{0,2} = 18\,000 \text{ кг,}$$

где коэффициент трения принят равным 0,2.

В таком случае из ур-ния прочности на растяжение находим

$$d_1 \leq \sqrt{\frac{4N}{\pi \cdot R_z}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 18\,000}{\pi \cdot 600}} \approx 6,2 \text{ см,}$$

где взято

$$R_z = 600 \text{ кг/см}^2.$$

Соответственно d_1 находим из таблицы ОСТ 33а болт диаметром $d = 3'$.

Пример 10. Определить диаметр болтов для скрепления двух половин глухой дисковой муфты (рис. 72), если вал, звенья которого скрепляет

муфта, служит для передачи мощности 40 НР при 100 об/мин, причем число болтов равно четырем и радиус центральной окружности болтов 12 см.

Дано	Найти
$N = 40 \text{ НР}$ $n = 100 \text{ об/мин}$ $m = 4$ $R = 12 \text{ см}$	d

Решение. Соответственно мощности 40 НР приходится считаться с передачей половинами муфты от одного звена к другому крутящего момента, величина которого может быть определена из соотношения

$$M_{кр} = 71\,620 \frac{N}{n},$$

где N — передаваемая мощность в НР и n — число оборотов в минуту вала.

После подстановки соответствующих величин получаем

$$M_{кр} = 71\,620 \frac{40}{100} = 28\,648 \text{ кг}\cdot\text{см.}$$

Зная крутящий момент, можно определить окружную силу P , отнесенную к центральной окружности болтов, из соотношения

$$P = \frac{M_{кр}}{R} = \frac{28\,648}{11} \approx 2388 \text{ кг.}$$

Эта сила будет являться для болтов срезающей силой, а при наличии болтов, поставленных в скрепляемые части без зазора с хорошей пригонкой, как в нашем случае, придется рассчитать их, исходя из условия сопротивляемости срезу, согласно соотношения

$$P \leq m \cdot \frac{\pi d^2}{4} R_s,$$

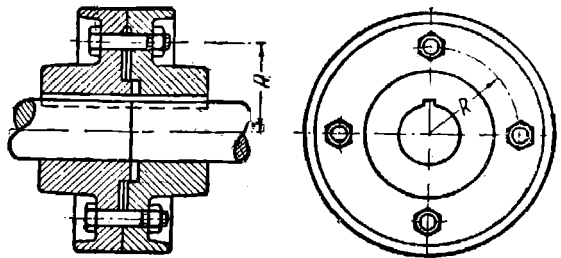


Рис. 72

где d — диаметр стержня болта; отсюда получим

$$d \geq \sqrt{\frac{4P}{\pi \cdot m \cdot R_s}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2388}{\pi \cdot 4 \cdot 480}} \approx 1,26 \text{ см,}$$

где допущено

$$R_s = 480 \text{ кг/см}^2.$$

Выбирая болт с наружным диаметром нарезки, равным диаметру стержня d , находим из таблицы ОСТ 33а болт диаметра $\frac{5}{8}$ " , но так как на практике не рекомендуется в ответственных местах брать болты менее $\frac{3}{4}$ " , то придется остановиться именно на болтах этого размера. По каталогу дисковых муфт диаметр болтов указан несколько больше.

Пример 11. Болт некоторой длины l , прикрепляющий деталь к кирпичной стене, пропущен насквозь нее наружу и закреплен при температуре $+20^\circ$. Определить, как изменится напряжение в болте, если при неизменной температуре внутри помещения температура снаружи понизится до -25° .

Дано	Найти
$t_1 = +20^\circ$ $t_2 = -25^\circ$	σ

Решение. Принимая разность температур снаружи и внутри помещения, придется приблизительно исходить из числа градусов изменения температуры, равного средней величине

$$t = \frac{t_1 - t_2}{2} = \frac{20 - (-25)}{2} = 22,5 \approx 23^\circ.$$

При коэффициенте расширения для железа $\alpha_1 = 0,000012$ и для кирпича $\alpha_2 = 0,000008$ будем иметь на основании § 16 увеличение напряжения в болте (предполагается болт предварительно не нагруженный) равным

$$\sigma = E(\alpha_1 - \alpha_2)t = 2000000(0,000012 - 0,000008)23 = 184 \text{ кг/см}^2,$$

где для железа принято $E = 2000000 \text{ кг/см}^2$.

Пример 12. Определить размеры болтов, прикрепляющих кронштейн к стене (рис. 64), если вал давит на подшипник, установленный на кронштейне, с силой 500 кг, направленной под углом 30° к вертикали, причем основные размеры кронштейна, взятые из каталога, таковы: $b = 152 \text{ мм}$, $h = 58 \text{ см}$, $l_1 = 30 \text{ см}$, $l_2 = 4,4 \text{ см}$, $l_3 = 42,5 \text{ см}$, стена — кирпичная, на цементном растворе.

Дано	Найти
$Q = 500 \text{ кг}$ $\alpha = 30^\circ$ $b = 152 \text{ мм}$ $h = 58 \text{ см}$ $l_1 = 30 \text{ см}$ $l_2 = 4,4 \text{ см}$ $l_3 = 42,5 \text{ см}$	d

Решение. Раскладывая действующую силу Q на вертикальную и горизонтальную составляющие, будем иметь

$$Q_{\text{в}} = Q \cos \alpha = 500 \cdot \cos 30^\circ = 500 \cdot 0,866 = 433 \text{ кг},$$

$$Q_{\text{г}} = Q \sin \alpha = 500 \cdot \sin 30^\circ = 500 \cdot \frac{1}{2} = 250 \text{ кг}.$$

Теперь придется применить формулу (28), из которой при выборе (для кирпичной кладки стены на цементном растворе) $p = 10 \text{ кг/см}^2$ получим искомого натяжение верхнего болта

$$P_1 = \frac{1}{l_3} \left[Q \cos \alpha \cdot l_1 + Q (l_2 - l_3) \sin \alpha + Q \sin \alpha \cdot l_2 + bhp \cdot \frac{3l_3 - h}{6} \right] =$$

$$= \frac{1}{42,5} \left[433 \cdot 30 + 250 (4,4 - 42,5) + 250 \cdot 4,4 + 15,2 \cdot 58 \cdot 10 \cdot \frac{(3 \cdot 42,5 - 58)}{6} \right] \approx 2778 \text{ кг}.$$

Соответственно этому внутренний диаметр нарезки болта получит величину

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4P_0}{\pi \cdot R_z}} = \sqrt{\frac{4(P_1 + Q_{\text{г}})}{\pi \cdot R_z}} = \sqrt{\frac{4(2778 + 250)}{\pi \cdot 450}} \approx 2,8 \text{ см},$$

чему отвечает из таблицы ОСТ 33а болт диаметром $d = 1\frac{1}{2}''$.

Нижний болт берем такого же диаметра.

Пример 13. Определить размеры фундаментных болтов и анкерных плит для прикрепления станины вертикального двигателя к фундаменту, если известно, что вал двигателя делает 250 об/мин при радиусе кривошипа

$R = 40$ см и известно, что кривошипно-шатунный механизм двигателя весит (вместе с поршнем и штоком) 400 кг.

Дано	Найти
$R = 0,4$ м $n = 250$ об/мин $G_h + G_r = 400$ кг	d

Решение. Согласно формул (31а) и (31б), можно определить вертикальную и горизонтальную составляющие силы инерции частей, движущихся возвратно поступательно, причем здесь видно, что наибольшая величина при-

ходится на ту составляющую, которая направлена по оси цилиндра, т. е. сила U_h . Для вертикального двигателя (рис. 67) эта сила является вертикальной составляющей и оказывает влияние на ближайшие к коренному валу фундаментные болты.

Соответственно приведенным формулам будем иметь величину составляющих силы инерции:

$$\text{горизонтальной} \dots U_v = G_r \cdot R \frac{n^2}{900}$$

и

$$\text{вертикальной} \dots U_h = (G_h + G) \cdot R \frac{n^2}{900} = 400 \cdot 0,4 \frac{250^2}{900} \approx 11112 \text{ кг},$$

где радиус R надо подставлять в метрах.

Имея в виду большее влияние силы U_h , силу U_v не рассматриваем.

Распределяя эту силу равномерно на четыре ближайших к коренному валу фундаментных болта и принимая допусковое напряжение равным $R_z = 250$ кг/см², получим внутренний диаметр нарезки болта из формулы

$$d_1 \cong \sqrt{\frac{4 \cdot U_h}{4\pi \cdot R_z}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 11112}{4\pi \cdot 250}} = 3,76 \text{ см},$$

чему по ОСТ 33а соответствует болт диаметром $d = 1\frac{3}{4}$ ''.

Переходя теперь к определению остальных размеров установки, вычисляем прежде всего размеры колодца в кладке фундамента (рис. 31) на основании приведенных на рисунке эмпирических формул.

Ширина колодца квадратного поперечного сечения выше анкерной плиты будет

$$H_1 = 2d + 20 = 2 \cdot 44,45 + 20 = 108,9 \text{ мм} \approx 110 \text{ мм}$$

и ниже ее

$$H_2 = 3d + 40 = 3 \cdot 44,45 + 40 = 173,25 \text{ мм} \approx 175 \text{ мм},$$

где вместо d подставлена величина наружного диаметра нарезки в миллиметрах.

Ширина анкерной плиты H получится равной

$$H = 8d = 8 \cdot 44,45 = 355,6 \text{ мм} \approx 350 \text{ мм},$$

толщина края ее будет

$$\delta = 0,8d + 5 = 0,8 \cdot 44,45 + 5 = 40,56 \text{ мм} \approx 40 \text{ мм}$$

НБ
УДУНТ
(ДНТ)

и диаметр отверстия для прохода болта

$$d_2 = 1,25d = 1,25 \cdot 44,45 = 55,56 \text{ мм} \approx 55 \text{ мм.}$$

Делая теперь поверку плиты на изгиб и принимая в опасном сечении если (поперечное сечение через ось болта) толщину равной, согласно § 17,

$$\delta_1 = 1,4d = 1,4 \cdot 44,45 = 62,2 \text{ мм} \approx 60 \text{ мм,}$$

получаем на основании формулы (32) действительное напряжение равным

$$\sigma = \frac{M_{\text{из}}}{W} = \frac{R_d \frac{H^3 - H_1^3}{8}}{\frac{H - d_2}{6} \cdot \delta_1^2} = \frac{10 \frac{35^3 - 11^3}{8}}{\frac{35 - 5,5}{6} \cdot 6^2} = 293 \text{ кг/см}^2,$$

что меньше допускаемого напряжения для чугуна $R_b = 300 \text{ кг/см}^2$, а потому размеры плиты условиям прочности при изгибе удовлетворяют; при поверке допускаемое напряжение при сжатии для кирпича на цементе взято было

$$R_d = 10 \text{ кг/см}^2.$$

Проверяя теперь кладку на сжатие, получим соответствующее действительное напряжение равным

$$\sigma = \frac{1/4 U_h}{H^2 - H_1^2} = \frac{11112}{4 \cdot (35^2 - 11^2)} = 2,5 \text{ кг/см}^2 < 10 \text{ кг/см}^2.$$

Следовательно, вычисленные размеры кладки и здесь оказались удовлетворительными.

§ 30. Вопросы для самопроверки.

- 1) Как определить все размеры болта и его элементов, если известен внутренний диаметр его нарезки?
- 2) Оказывает ли влияние на болты изменение температуры — и как?
- 3) В каком случае приходится ставить болты без зазора?
- 4) Как учитывается при расчете болтов затяжка гаек их до отказа?
- 5) Влияют ли упругие прокладки на натяжение болтов — и каким образом?
- 6) Почему при скреплении деревянных частей шайбы употребляют большего диаметра, чем для металлических частей?
- 7) Каким образом можно разгрузить болты от непосредственного действия на них срезающей силы?
- 8) Когда употребляются пригонные болты?

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА.

Задача 1. Определить диаметр поперечного сечения цилиндра, на поверхности которого имеется винтовая линия с углом подъема 12° при шаге 14 мм.

Задача 2. Определить коэффициент полезного действия однооборотного двухоборотного, трехоборотного и четырехоборотного винта с прямоугольного нарезкой при среднем диаметре нарезки его 4 см и расстоянии меж смежными витками 9 мм, если коэффициент трения 0,1. Затем составит результирующую табличку и сделать соответствующий вывод из нее.

Задача 3. Определить работу трения на нарезке винтов с треугольной и прямоугольной нарезками соответственно одному повороту гайки, если

для обеих их средний диаметр нарезки 3 см, растягивающая стержень сила 1000 кг, коэффициент трения 0,1 и угол при вершине треугольника, образующего треугольную нарезку 60° , после чего сделать результирующее заключение.

Задача 4. Определить, как и на сколько процентов изменится степень надежности, если 10 болтов с метрической резьбой диаметром 27 мм заменить 12 болтами с дюймовой резьбой диаметром 1" при наличии одной и той же нагрузки.

Задача 5. Сделать эскизы согласно рис. 33, 39 и 40 и дать объяснение конструкций, введя пояснительные буквенные обозначения.

Задача 6. Доказать, почему при определении высоты гайки принимают во внимание деформацию изгиба, а не среза.

Задача 7. Определить, возможно ли поставить для прикрепления крышки к паровому цилиндру 10 болтов дюймовой резьбы диаметром $1\frac{1}{8}$ ", если внутренний диаметр цилиндра 500 мм и давление по манометру 6 атм., причем допускаемым напряжением считается 450 кг/см^2 .

Задача 8. Рассчитать и вычертить фундаментный болт и анкерную плиту, изображенные на рис. 32, если он подвергается действию растягивающей силы 3200 кг.

Схема расчета:

- а) Определить внутренний диаметр нарезки и подобрать соответствующий болт.
- б) Определить остальные размеры установки болта.
- в) Произвести поверку головки стержня на разрыв в ослабленном сечении.
- г) Произвести поверку нижней части головки на срез чекой.
- д) Произвести поверку высоты чеки на изгиб, рассматривая ее как балку на двух опорах с равномерно распределенной нагрузкой в пределах соприкосновения с головкой болта.
- е) Произвести поверку размеров анкерной плиты на изгиб и на сжатие кладки.

Примечание. Болт вычертить в трех проекциях.

ГРУЗОВЫЕ, ПЕРЕДАТОЧНЫЕ И УСТАНОВОЧНЫЕ ВИНТЫ

Методические указания. Предлагаемая тема имеет в виду указать основные требования при расчете стержня и гайки вышеупомянутых винтов. Подобные винты встречаются на практике довольно обширное применение в различных устройствах, принимая нагрузку соответственно определенных условий их работы. В виду разнообразия этих устройств придется исходить при расчете винтов исключительно из заданной нагрузки, оставляя вопрос о способе получения ее и характере работы устройства.

Контрольная работа по настоящей теме должна завершиться проектированием и вычерчиванием грузового винта с гайкой винтового домкрата.

Задание 6.

СИСТЕМЫ НАРЕЗКИ ВИНТОВ И ИХ РАСЧЕТ.**§ 31. Относительные перемещения винта и гайки, а также системы нарезки вышеупомянутых винтов.**

На практике приходится помимо скрепляющих винтов встречаться также с грузовыми, передаточными и установочными (установительными) винтами, трение в нарезке которых меньше нежели у скрепляющих, как это можно видеть из формул (8) и (15), если применить последние к одинаковым условиям работы в смысле размеров и величины действующих сил.

Грузовые винты позволяют преодолевать сравнительно небольшими усилиями значительные силы, например: винтовой домкрат (рис. 73), пресс (рис. 74) и т. п., передаточные же — осуществляют передачу движения путем преобразования вращательного в поступательное, например: ходовой винт токарного станка и т. п.

Установочные винты служат для осуществления необходимых перемещений, связанных с установкой данной детали на определенном месте относительно другой, и для дальнейшего удержания этой детали на этом месте, например: клапанный шпиндель парового вентиля (рис. 75), установочные винты подвески Селлерса (рис. 76 и 77) и т. п.

На рис. 73 показан винтовой домкрат, где A — грузовой винт, B — головка его, C — гайка, E — чашка, F — рукоятка, G — станина, M — салазки, T — винт для перемещения салазок, S — направляющие.

Рис. 74 представляет обыкновенный конторский пресс: A — винт, B — головка его, C — гайка, E — плита, F — рукоятка, G — поперечина.

На рис. 75 изображен паровой вентиль: A — винт, B — гайка, C — клапан, G — корпус вентиля. Наконец, рис. 76 показывает подвеску для трансмиссии, где A — гайка, B_1, B_2 — установочные винты, C — вкладыши подшипника.

Что касается относительного перемещения гайки и винта, то наиболее часто встречающимися случаями являются следующие:

1) винт имеет поступательное и вращательное движение при неподвижной гайке (винтовой домкрат, слесарные тиски и т. п.),

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Отсутствует 66-67 стр.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

ании его, придется расчет вести на сжатие при учете лишь действия активной силы P_ϕ , где

$$P_\phi \approx 1,25 P.$$

В таком случае будем иметь зависимость

$$P_\phi \leq \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot R_d,$$

откуда величина внутреннего диаметра нарезки получится равной

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4P_\phi}{\pi R_d}},$$

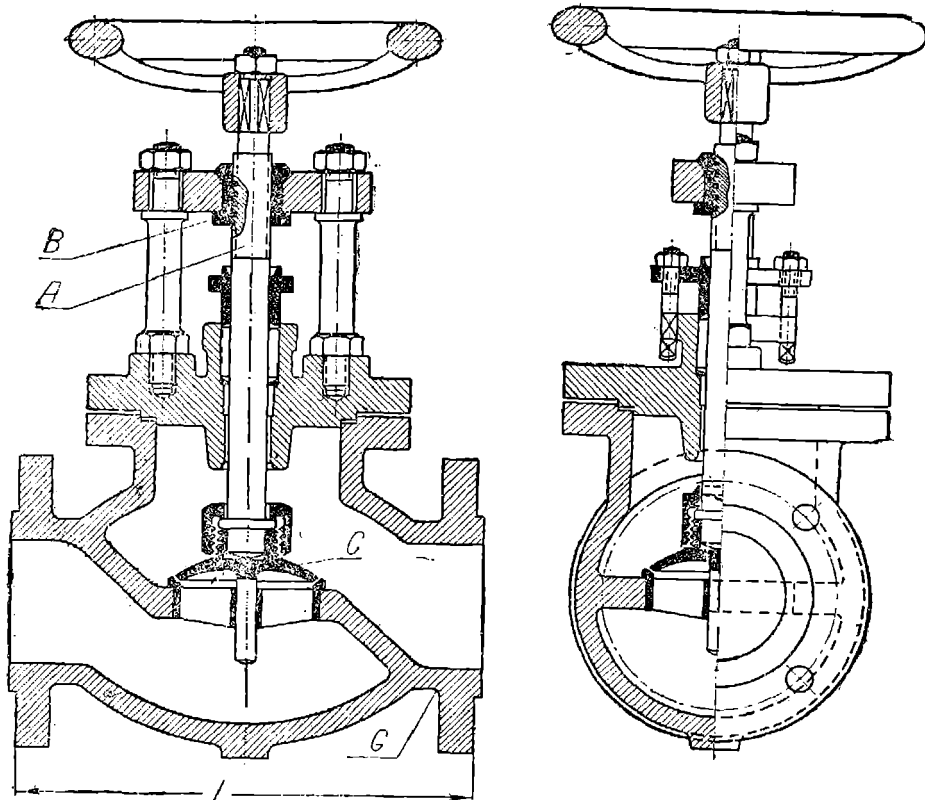


Рис. 75

где допускаемое напряжение берется обычным порядком на основании таблицы допускаемых напряжений соответственно роду материала винта, который может быть стальным или железным.

Зная внутренний диаметр нарезки, будем иметь остальные ее размеры, согласно вышеприведенных формул.

Затем необходимо проверить выполняемость условия самоторможения винта, чтобы избежать случая самостоятельного опускания (ввинчивания) винта, когда рукоятка будет оставлена рабочими. Основным условием самотормо-

жения является выбор величины угла подъема α винтовой линии, которая не должна превышать величины угла трения ρ , будучи связана зависимостью

$$\alpha \leq \rho,$$

причем угол трения связан соотношением

$$\operatorname{tg} \rho = f,$$

где f — коэффициент трения в нарезке.

Угол подъема винтовой линии определяется из соотношения

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{s}{\pi \cdot d_c},$$

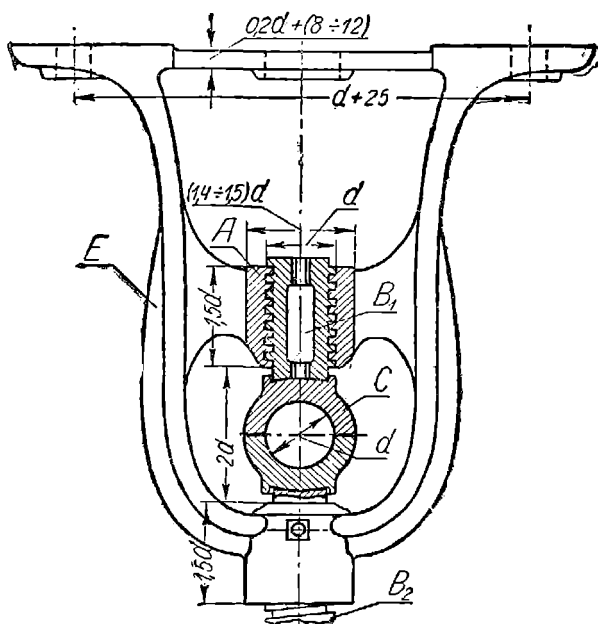


Рис. 76

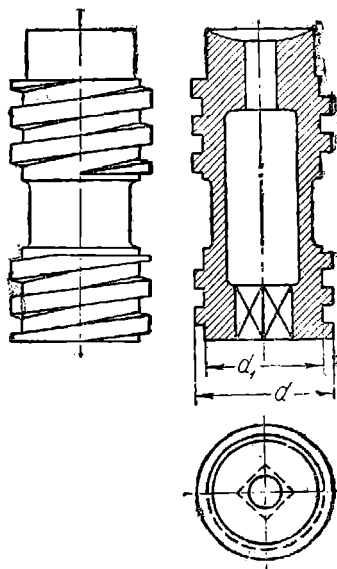


Рис. 77

где s — шаг винта и d_c — средний диаметр нарезки его, причем при выборе коэффициента трения

$$f = 0,1$$

угол трения получается

$$\rho \approx 6^\circ,$$

почему и не рекомендуется делать угол подъема винтовой линии более этой величины.

Наибольшая допускаемая длина стержня винта l должна быть определена при учете сопротивляемости его продольному изгибу, для чего придется воспользоваться формулой Эйлера

$$P = \alpha \frac{\pi^2 E I_{\min}}{n \cdot l^2},$$

НВ
УДУНТ
(ДИТ)

откуда

$$l = \sqrt{\frac{\alpha \cdot \pi^2 E I_{min}}{P \cdot n}}$$

где можно принять $n = 5$ (степень надежности), $\alpha = 1/3$ (случай закрепления одного конца стержня при свободном другом).

б) Гайка. Переходя теперь к определению размеров гайки C , будем исходить из числа n витков нарезки, приходящихся на ее высоту H , причем в основу расчета положим условие сопротивляемости гайки изнашиванию, а также сопротивляемости нарезки ее изгибу.

Считая действующую силу P равномерно распределенной по n виткам, будем иметь условие сопротивляемости изнашиванию в следующем виде:

$$P \leq n \cdot \frac{\pi (d^2 - d_1^2)}{4} \cdot p, \quad (34)$$

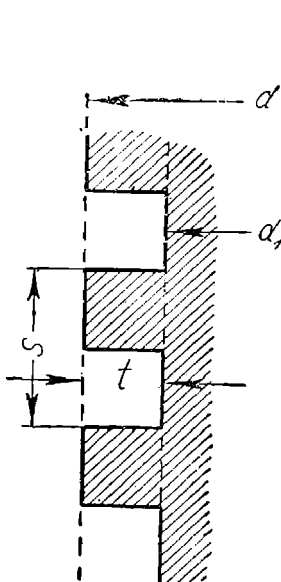


Рис. 78

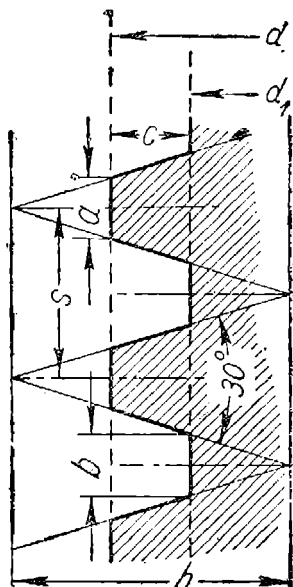


Рис. 79

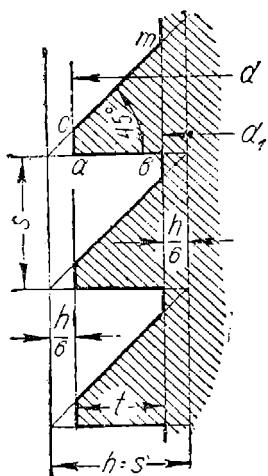


Рис. 80

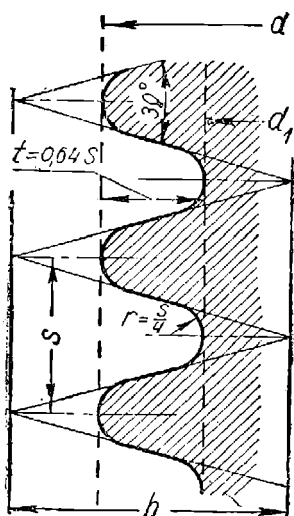


Рис. 81

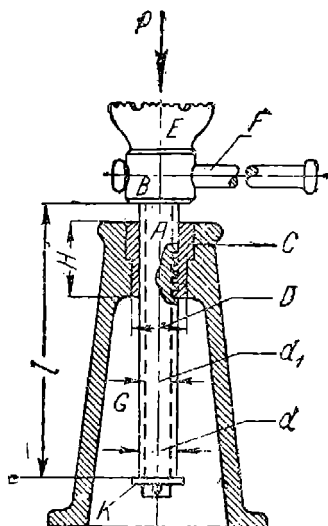


Рис. 82

где величина допускаемого удельного давления p на 1 см^2 нарезки, при учете необходимости введения смазки для нарезки и недопускаемости выдавливания ее, может выбираться, исходя из следующей таблицы:

УДМУТ
(ДМУТ)
N

Таблица 1.

Допускаемое удельное давление $кг/см^2$	
Материал	p
Винт стальной, гайка стальная	100
Винт стальной, гайка фосф. бронзы	100
Винт железный, гайка железная	75
Винт железный, гайка бронзовая	
Винт железный, гайка чугунная	50
Винт чугунный, гайка чугунная	30

Из последнего соотношения получим число витков n равным

$$n \cong \frac{4P}{\pi(d^2 - d_1^2) \cdot p}$$

соответственно чему высота гайки будет

$$H = s \cdot n.$$

Производя теперь проверку нарезки гайки на изгиб, допустим равномерно распределенную между n витками силу P приложенной к середине выступа витка (рис. 83), что приведет к изгибающему моменту для одного витка

$$M_{из} = \frac{P}{n} \cdot \frac{s}{4}.$$

В таком случае действительное напряжение получается равным

$$\sigma = \frac{M_{из}}{W} = \frac{\frac{P}{n} \cdot \frac{s}{4}}{\frac{1}{6} \pi d \cdot \left(\frac{s}{2}\right)^2} = \frac{6P}{\pi d \cdot ns} = \frac{6P}{\pi d \cdot H'}$$

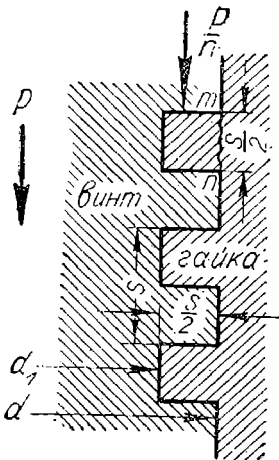


Рис. 83

причем для соблюдения условия прочности должно быть

$$\sigma \leq R_b,$$

где для бронзы $R_b = 500 \text{ кг/см}^2$.

Наружный диаметр D гайки (рис. 84) можно определить из условия сопротивления гайки растяжению и кручению согласно соотношения

$$1,375 P \leq \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot R_z,$$

откуда

$$D \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1,375 \cdot P}{\pi \cdot R_z} + d^2},$$

причем для бронзы можно принять $R_z = 500 \text{ кг/см}^2$

Что касается наружного диаметра D_1 и высоты δ_2 заплечика гайки, то они находятся из условий сопротивления изгибу и смятию, где изгибающий момент будет

$$M_{\text{из}} = P \frac{D_1 - D}{4}$$

и момент сопротивления

$$W = \pi D \cdot \frac{\delta_2^2}{6},$$

соответственно чему будем иметь

$$P \cdot \frac{D_1 - D}{4} \leq \pi D \cdot \frac{\delta_2^2}{6} R_b,$$

откуда

$$\delta_2 \geq \sqrt{\frac{3P(D_1 - D)}{2\pi D R_b}}. \quad (35)$$

Сопротивляемость смятию выразится соотношением

$$P \leq \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D^2) \cdot R'_d,$$

откуда

$$D_1 \geq \sqrt{\frac{4P}{\pi \cdot R'_d} + D^2}. \quad (36)$$

где допустимое напряжение при смятии обозначено через R'_d , причем для бронзы можно допустить $R'_d = 500 \text{ кг/см}^2$.

с) Рукоятка. Длина рукоятки L (рис. 82, 85) определяется из условия, требующего равенства рабочего момента и крутящего момента при подъеме груза, причем первый из них определится произведением некоторого рабочего усилия K на расстояние l_1 точки приложения его от оси винта, а второй из формулы (11), соответственно которой получаем силу, движущую стержень винта, равной

$$Q = \frac{P \operatorname{tg} \alpha + f + \frac{2(d_2^3 - d_3^3)}{3d_c(d_2^2 - d_3^2)}}{1 - f \operatorname{tg} \alpha},$$

причем здесь учитывается также и трение на кольцевой поверхности соприкосновения m чашки и головки стержня винта при размерах d_2 и d_3 , согласно рис. 85

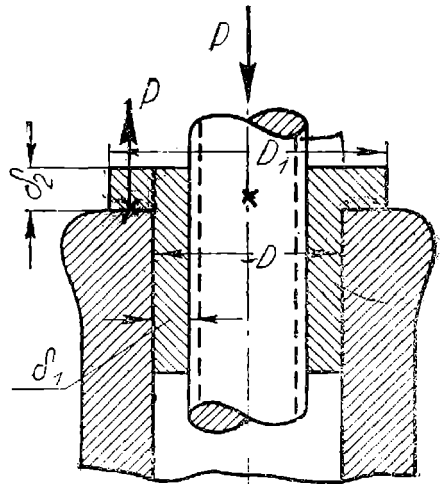


Рис. 84

УДНБ
(ДИП)

Пренебрегая величиной $f \operatorname{tg} \alpha$ в знаменателе по малости ее, получим крутящий момент равным

$$M_{\text{кр}} = Q \cdot 0,5 d_c = P \left[\operatorname{tg} \alpha + f + \frac{2f_1 (d_2^3 - d_3^3)}{3d_c (d_2^2 - d_3^2)} \right] \frac{d_c}{2}$$

или

$$M_{\text{кр}} = P (\operatorname{tg} \alpha + f) \cdot 0,5 d_c + \frac{f_1 (d_2^3 - d_3^3)}{3 (d_2^2 - d_3^2)} \cdot P.$$

Следует заметить, что второй член последнего равенства, учитывающий трение на опорной поверхности чашки домкрата, в расчет не принимается, если желают вычислять крутящий момент, влияющий на стержень винта.

Соответственно этому вышеупомянутое условие выразится уравнением

$$M_{\text{кр}} = K \cdot l_1 = P (\operatorname{tg} \alpha + f) \cdot 0,5 d_c + \frac{f_1 (d_2^3 - d_3^3)}{3 (d_2^2 - d_3^2)} \cdot P, \quad (37)$$

где K — суммарное усилие рабочих при учете усилия со стороны одного из них в размере $(20 \div 25)$ кз,

$$d_2 = (1,5 \div 2) d$$

и

$$d_3 \approx 0,75 d.$$

Из формулы (37) определяется l_1 , после чего длину рукоятки можно определить из соотношения

$$L = l_1 + 0,5 d_2 + (15 \div 20) \text{ см},$$

где последнее слагаемое учитывает положение точки приложения рабочего усилия в некотором расстоянии от конца рукоятки.

Диаметр d_4 поперечного сечения рукоятки можно определить из условия сопротивляемости изгибу при опасном сечении pq , согласно чему будем иметь

$$K \cdot \left(l_1 - \frac{d_2}{2} \right) \leq 0,1 d_4^3 R_b, \quad (38)$$

где можно принять

$$R_b = 900 \text{ кг/см}^2 \text{ (железо)}.$$

Что касается остальных размеров головки стержня и чашки, то ими приходится задаваться при проектировании, причем можно принять примерно

$$B_1 = 2,5 d_4$$

$$B_2 \approx 3d_1.$$

§ 33. Расчет винтового пресса.

При расчете винтового пресса (рис. 74) необходимо также учесть сопротивляемость винта сжатию и кручению, причем крутящий момент получит величину согласно зависимости (37), в которой уже принято трение не по

УДКУ
(ДНТ)

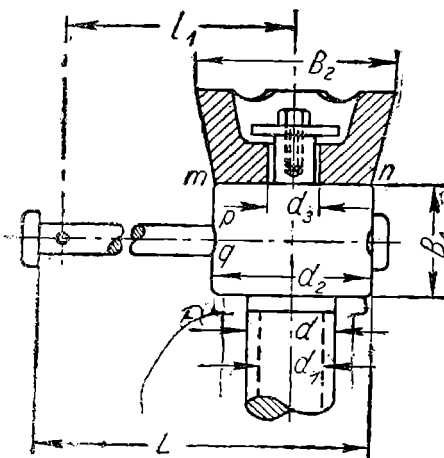


Рис. 85

кольцевой поверхности (чашка домкрата), а по сплошной круглой торцевой поверхности нижнего конца винта, как это видно из рис. 86, где для элементов пресса сохранены однозначные с рис. 74 обозначения; соответственно этому в указанной формуле принято $d_3 = 0$.

В таком случае будем иметь

$$M_{кр} = P(\operatorname{tg} \alpha + f) \cdot 0,5 d_c + \frac{1}{3} f_1 d_2 P. \quad (39)$$

Диаметр d_1 нарезки можно определить по фиктивной силе согласно известной зависимости при сжатии

$$P_{\phi} \leq \frac{\pi d_1^2}{4} R_b,$$

где

$$P_{\phi} = 1,25 P,$$

после чего надо произвести проверку, определив действительное суммарное напряжение из формулы Сен-Венана

$$\sigma_0 = 0,35 \sigma + 0,65 \sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha_0 \tau)^2},$$

где

$$\alpha_0 = \frac{R_d}{1,3 R'_s},$$

$$\sigma = \frac{4P}{\pi d_1^2}$$

и

$$\tau = \frac{M_{кр}}{0,2 d_1^3},$$

причем для соблюдения условия прочности должно иметь место соотношения

$$\sigma_0 \leq R_d.$$

Следует заметить, что при определении таким же путем диаметра винта домкрата пришлось бы величину крутящего момента по формуле (37) взять без учета трения на поверхностях соприкосновения чашки с головкой стержня винта, как не влияющего на последний.

Что касается размеров гайки винтового пресса, то она рассчитывается на основании тех же соображений, что и гайка домкрата.

§ 34. Примеры.

Пример 14. Рассчитать винт и гайку винтового домкрата грузоподъемностью 6 т, если винт стальной и гайка бронзовая.

Дано	Найти
$P = 6 \text{ т}$	d, l H

Решение. Учитывая одновременное влияние сжатия и кручения, определяем главные размеры винта, исходя из величины фиктивной силы

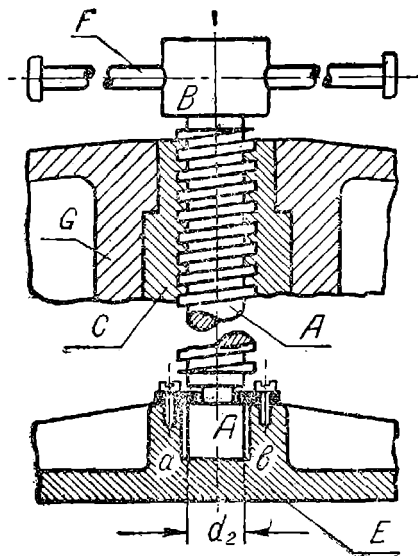


Рис. 86

УДМУТ
(ДНТ)

$$P_{\Phi} = 1,25 P = 1,25 \cdot 6000 = 7500 \text{ кг},$$

соответственно чему внутренний диаметр стержня получится равным

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 P_{\Phi}}{\pi \cdot R_d}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7500}{\pi \cdot 800}} \approx 3,6 \text{ см},$$

где для стали взято $R_d = 800 \text{ кг/см}^2$.

Переходя к определению размеров резьбы, находим шаг

$$s = \frac{d_1}{4} = \frac{3,6}{4} = 0,9 \text{ см},$$

соответственно которому получаются остальные размеры резьбы — глубина

$$t = \frac{s}{2} = \frac{0,9}{2} = 0,45 \text{ см}$$

и наружный диаметр

$$d = d_1 + 2t = 3,6 + 2 \cdot 0,45 = 4,5 \text{ см}.$$

Проверка на выполнение условия самоторможения приводит к зависимости

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{s}{\pi d_c} = \frac{0,9}{\pi \cdot \frac{3,6 + 4,5}{2}} = 0,0708,$$

чему соответствует угол

$$\alpha = 4^{\circ}3',$$

но так как при коэффициенте трения $f = 0,1$ угол трения получается равный

$$\rho \approx 6^{\circ},$$

т. е. больший угла подъема α винтовой линии

$$\alpha \leq \rho,$$

то условие самоторможения оказывается выполненным.

Наибольшая допустимая длина l стержня винта определится из соотношения

$$l = \sqrt{\frac{\alpha \cdot \pi^2 E I_{\min}}{P n}} = \sqrt{\frac{3,14^2 \cdot \pi^4 \cdot 2200000 \cdot 8,24}{4 \cdot 6000 \cdot 5}} = 38,6 \text{ см} \approx 38 \text{ см},$$

где взято

$$\alpha = 1/4^3,$$

$$n = 5,$$

$$I_{\min} = \frac{\pi d_1^4}{64} = \frac{\pi \cdot 3,6^4}{64} = 8,24 \text{ см}^4$$

$$E = 2200000 \text{ кг/см}^2.$$

Принимая допускаемое удельное давление равным

$$p = 100 \text{ кг/см}^2,$$

Отсутствует 77-78 стр.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

но так как

$$d_c = \frac{d_1 + d}{2} = \frac{3,6 + 4,5}{2} = 4,05 \text{ см.}$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{s}{\pi d_c} = \frac{0,9 \cdot 3}{\pi \frac{(3,6 + 4,5)}{2}} = 0,212,$$

$$f = 0,15,$$

то

$$M_{кр} = 2500 \frac{(0,212 + 0,15)}{(1 - 0,15 \cdot 0,212)} \cdot \frac{4,05}{2} \approx 1875 \text{ кг} \cdot \text{см.}$$

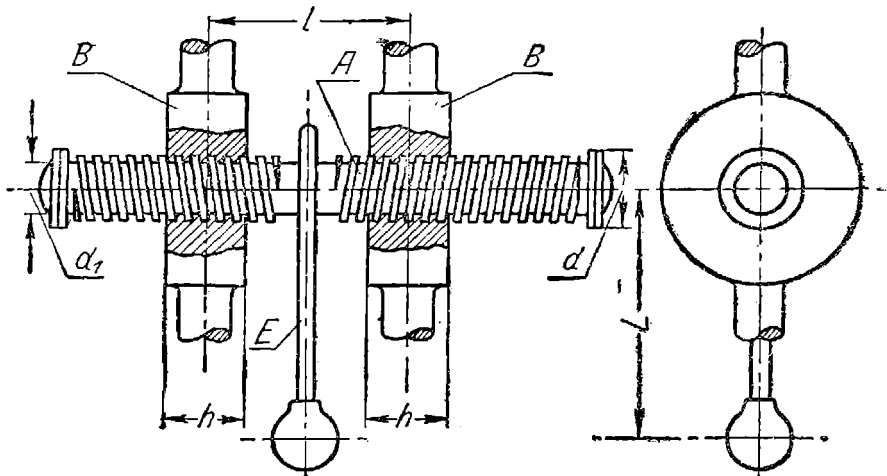


Рис. 87

соответственно чему получится напряжение равным

$$\tau = \frac{M_{кр}}{0,2d_1^3} = \frac{1875}{0,2 \cdot 3,6^3} \approx 201 \text{ кг/см}^2.$$

Помимо этого надо учесть еще напряжение, возникшее вследствие изгиба винта при затяжке; это напряжение, исходя из величины изгибающего момента, будет

$$\sigma_2 = \frac{M_{из}}{0,1d_1^3} = \frac{M_{из}}{0,1 \cdot 3,6^3},$$

но так как

$$M_{из} = \frac{K \cdot l}{4},$$

где K — сила, приложенная к рукоятке E для затягивания и l — расстояние между осями гаек B , причем

$$K = \frac{M_{кр}}{L} = \frac{1875}{14} \approx 134 \text{ кг.}$$

НВ
УДУНТ
(ДИТ)

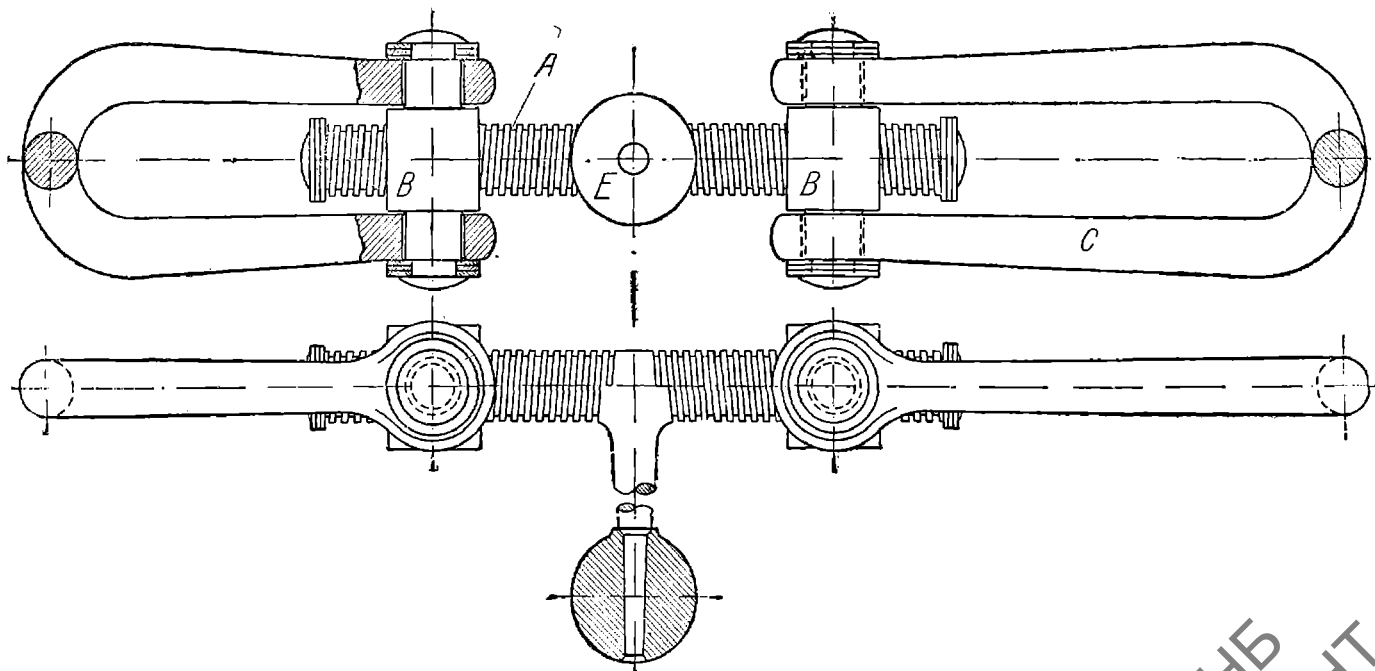


Рис. 88

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

то получим

$$M_{\text{из}} = \frac{134 \cdot 16}{4} = 536 \text{ кг см}$$

и отвечающее ему напряжение будет

$$\sigma_2 = \frac{M_{\text{из}}}{0,1 d_1^3} = \frac{536}{0,1 \cdot 3,6^3} \approx 115 \text{ кг/см}^2.$$

В таком случае суммарное нормальное напряжение получит величину

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = 245 + 115 = 360 \text{ кг/см}^2$$

и напряжение при сложной деформации (растяжение, изгиб и кручение) получится равным

$$\sigma_0 = 0,35 \cdot 360 + 0,65 \sqrt{360^2 + 4 \cdot 1 \cdot 301^2} \approx 476 \text{ кг/см}^2,$$

где принято $\alpha_0 = 1$, что свидетельствует о возможности вышеупомянутой нагрузки для стяжки, так как получилось

$$\sigma_0 < R_b = 500 \text{ кг/см}^2.$$

Проверка нарезки на износ приводит к зависимости

$$\sigma = \frac{P}{\frac{\pi(d^2 - d_1^2)}{4} \cdot n},$$

но так как

$$n = \frac{H}{s_0} = \frac{H}{\frac{s}{3}} = \frac{3 \cdot 5,4}{2,7} = 6,$$

то получаем

$$\sigma = \frac{4 \cdot 2500}{\pi(4,5^2 - 3,6^2) \cdot 6} \approx 74 \text{ кг/см}^2,$$

что меньше допускаемого удельного давления.

§ 35. Вопросы для самопроверки.

- 1) Для чего употребляются винты с прямоугольной нарезкой?
- 2) В каком случае применяют у винтов трапециoidalную нарезку?
- 3) Когда употребляют винты с полукруглой нарезкой?
- 4) Каковы наиболее ходовые на практике основные размеры элементов винта с прямоугольной нарезкой в зависимости от внутреннего диаметра нарезки?
- 5) Сравнить между собою в смысле величины трения винты с треугольной, прямоугольной и трапециoidalной нарезками?
- 6) Когда употребляется пилообразная нарезка?
- 7) Почему винт домкрата рассчитывается по фиктивной силе, а не по фактической?
- 8) В чем заключается условие самоторможения винта?
- 9) Как рассчитывается высота гайки домкрата?
- 10) Почему при расчете гайки домкрата исходят из условия сопротивляемости ее изгибу, а не срезу?
- 11) Какая разница в расчете диаметра винта домкрата и пресса по крутящему моменту?
- 12) Объясните устройство и способ действия конструкций, приведенных на рис. 73, 74, 75 и 88.

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА.

Рассчитать и вычертить обыкновенный винтовой домкрат (без салазок и трещетки) грузоподъемностью 7 т.

Схема расчета.

1. Определить внутренний диаметр нарезки винта.
2. Определить остальные размеры нарезки винта.
3. Проверить выполняемость условия самоторможения винта.
4. Определить наибольшую допустимую длину винтового стержня домкрата.
5. Определить высоту и остальные основные размеры гайки.
6. Произвести поверку высоты гайки на изгиб.
7. Определить длину рукоятки домкрата.
8. Определить толщину рукоятки домкрата.
9. Определить толщину станины домкрата.

Примечание. Домкрат должен быть вычерчен в двух проекциях — продольный разрез и вид сверху, причем разработке подлежат — винт с головкой его, гайка, рукоятка, чашка и верхняя часть станины.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Методические указания. Настоящая тема охватывает характерные конструктивные виды клиновых соединений, рассматривая поперечные и продольные клинья, причем на ряду со сравнительной оценкой их она имеет в виду указать основные приемы расчета клиновых соединений. В конце книги приложены таблицы ГОСТ и DIN для элементов, затронутых этой темой.

Контрольная работа по настоящей теме сведется к расчету и вычерчиванию в трех проекциях клинового соединения, а также к поверочному расчету шпонок.

Задание 7.

ПОПЕРЕЧНЫЕ КЛИНЬЯ И РАСЧЕТ ИХ.

§ 36. Клиновые соединения вообще.

Клиновые соединения подобно болтовым относятся к разъемным соединениям, поскольку они позволяют разбирать соединяемые части без разрушения соединяющих и притом скорее и легче, нежели болтовые.

Клиновые соединения могут подвергаться действию сил не только одностороннего направления (клиновая стяжка), но и переменного (клиновое соединение поршневого штока паровой машины с ползуном), причем для обоих случаев расчет ведется по одному и тому же плану с учетом лишь в последнем случае дополнительного напряжения от затягивания клина.

Смотря по направлению действующей силы по отношению к длине клина, приходится рассматривать поперечные и продольные клинья, причем к первым относятся клинья упомянутых клиновых соединений (стяжка, крепление поршневого штока), а ко вторым — шпонки.

§ 37. Условие самоторможения клина.

Пусть имеется соединение головки A стержня (рис. 89) со втулкой B при помощи клина C , причем это соединение подвержено действию силы P , которая старается выжать клин из гнезда.

Для противодействия этому надо клин загнать с усилием Q такой величины, чтобы сила трения, развившаяся на поверхностях соприкосновения клина с головкой стержня и втулкой, была бы не меньше определенной величины, которая приводит к некоторой зависимости между углом заострения клина и углом трения на основании следующего.

Пусть (рис. 89) α_1 и α_2 — углы наклона щек клина C относительно осевой линии, f_1 — коэффициенты трения между клином и втулкой B , ρ_1 — соответствующий ему угол трения, f_2 — коэффициент трения между клином и головкой стержня A , ρ_2 — соответствующий ему угол трения, — тогда сум-

марная сила трения, возбуждаемая на поверхности соприкосновения клина со втулкой будет

$$f_1 N_1 = f_1 (N_1' + N_1'')$$

и на поверхности соприкосновения клина с головкой стержня она получится равной

$$f_2 N_2,$$

где N_1' , N_1'' , N_2 — нормальные давления на упомянутые поверхности.

Что же касается силы P , действующей на клиновое соединение, и силы Q , приложенной к клину, то между ними существует такая же зависимость, как и между соответствующими силами при перемещении по наклонной плоскости, если поверхности соприкосновения головки и втулки со щеками клина C уподобить наклонным плоскостям с углами подъема α_1 и α_2 .

Соответственно этому в случае загона клина будем вообще иметь (рис. 89 *a* и *b*)

$$Q = P \operatorname{tg} (\alpha + \rho)$$

и в случае задержки его

$$Q = P \operatorname{tg} (\alpha - \rho),$$

где ρ — угол трения, применяя же последнюю зависимость для нашего случая,

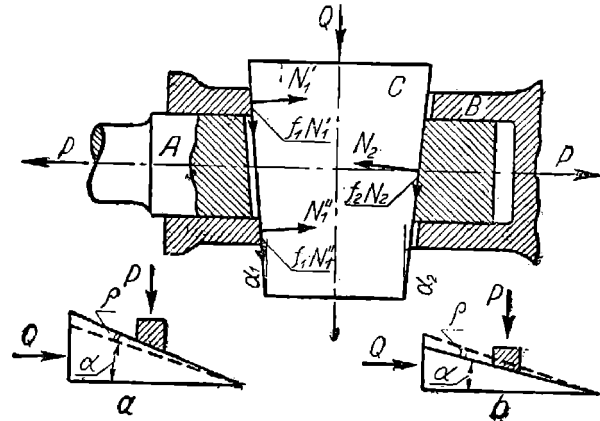


Рис. 89

получим величину силы Q для задержания сползающего клина в виде зависимости

$$Q' = P \operatorname{tg} (\alpha_1 - \rho_1) + P \operatorname{tg} (\alpha_2 - \rho_2)$$

или

$$Q = P [\operatorname{tg} (\alpha_1 - \rho_1) + \operatorname{tg} (\alpha_2 - \rho_2)],$$

где учтено соприкосновение обеих щек клина.

Но в случае самоторможения очевидно никакой посторонней силы Q для задержки клина не потребуются, а потому предыдущая зависимость примет вид:

$$\operatorname{tg} (\alpha_1 - \rho_1) + \operatorname{tg} (\alpha_2 - \rho_2) \leq 0.$$

Так как обычно делают

$$\alpha_1 = \alpha_2$$

и кроме того при $f_1 = f_2$ имеем

$$\rho_1 = \rho_2,$$

то получим

$$\operatorname{tg} (\alpha_1 - \rho_1) \leq 0$$

Сумма углов наклона щек клина соответствует углу заострения α клина, т. е.

$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2,$$

НЕ
УДУМТ
(ДИТ)

откуда при $\alpha_2 = \alpha_1$, будем иметь

$$\alpha_1 = \frac{\alpha}{2},$$

что после подстановки в выражение (*) приведет к соотношению

$$\operatorname{tg} \left(\frac{\alpha}{2} - \rho_1 \right) \leq 0$$

или

$$\frac{\alpha}{2} - \rho_1 \leq 0,$$

откуда

$$\alpha \leq 2\rho_1$$

или после обозначения угла трения вообще через ρ получим окончательно

$$\alpha \leq 2\rho, \quad (40)$$

т. е. для соблюдения условия самостопорения клина необходимо, чтобы угол заострения его был не более двойного угла трения.

§ 38. Конструктивные виды клина и зависимость между элементами их.

Клин (рис. 90) представляет собою призматическую деталь прямоугольного поперечного сечения со скругленными, часто короткими сторонами последнего во избежание возможных заеданий клина в соответствующем прорезе соединения, причем непараллельные грани его (щеки) могут иметь уклон к основаниям или обе, или одна из них.

В первом случае получается клин с двойным уклоном (рис. 90 а), а во втором — с одиночным (рис. 90 б), причем чаще приходится встречать клинья с одиночным уклоном.

Разновидностью клина является чека, представляющая собою клин с параллельными щеками (рис. 90 с) и употребляемая обычно при наличии действия силы в неизменном направлении.

Материалом клина является преимущественно сталь.

Обозначая h — среднюю высоту клина, h_1 , h_2 — высоты его на концах, l — длину его, s — толщину его, α_1 и α_2 — углы наклона щек, α — угол заострения клина, i — уклон его, — получим выражение для средней высоты

$$h = \frac{h_1 + h_2}{2} \quad (41)$$

и выражение для уклона клина

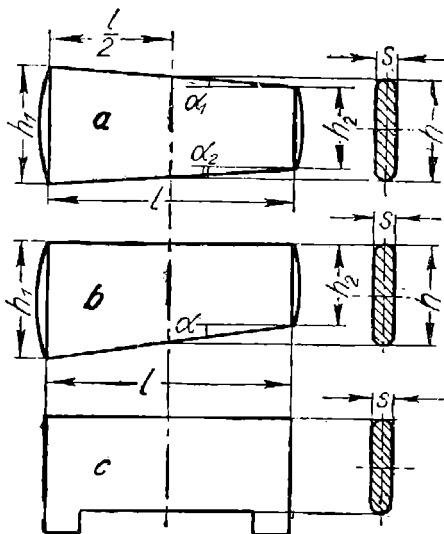


Рис. 90

НБ
УДУИТ
(ДИТ)
85

$$i = \frac{h_1 - h_2}{l}, \quad (42)$$

причем для клина с одиночным уклоном получаем

$$i = \frac{h_1 - h_2}{l} = \operatorname{tg} \alpha,$$

а для клина с двойным уклоном

$$i = \frac{h_1 - h_2}{l} = \operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2$$

или при

$$\alpha_1 = \alpha_2$$

имеем

$$i = 2 \operatorname{tg} \alpha_1.$$

Сумма углов наклона щек соответствует углу заострения клина

$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2,$$

причем обычно делается

$$\alpha_1 = \alpha_2.$$

Предельная величина для уклона клина получится, если взять

$$f = \operatorname{tg} \rho = 0,1,$$

соответственно чему на основании зависимости (40) будем иметь

$$i = \operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} 2\rho = \frac{2 \operatorname{tg} \rho}{1 - \operatorname{tg}^2 \rho} = \frac{2 \cdot 0,1}{1 - 0,1^2} \approx \frac{1}{5}.$$

Однако на самом деле, во избежание возможной сдачи клина от толчков и сотрясений, допускают уклоны меньшей величины, выбирая их в пределах

$$i = \left(\frac{1}{20} \div \frac{1}{40} \right).$$

§ 39. Ненапряженное клиновое соединение и расчет его.

Клиновое соединение называется ненапряженным, когда действующая на него сила не изменяет своего направления. В этом случае клин загоняется в гнездо без большого затяга.

Для примера расчета ненапряженного соединения берем клиновую стяжку (рис. 91), состоящую из цилиндрической муфты *B*, в которую с обеих сторон входят головки соединяемых стержней *A*, а затем в сквозные гнезда в муфте и головках закладываются клинья *C*.

Расчет соединения сводится к последовательному определению размеров стержней *A*, муфты *B* и клиньев *C*.

а) Стержень. Диаметр *d* стержня определяется (рис. 92) из условия сопротивления растяжению согласно зависимости

$$P \leq \frac{\pi d^2}{4} R_z,$$

где *P* — действующая сила.

Отсюда

$$d \cong \sqrt{\frac{4P}{\pi \cdot R_z}}$$

причем для железного стержня можно принять $R_z = 900 \text{ кг/см}^2$

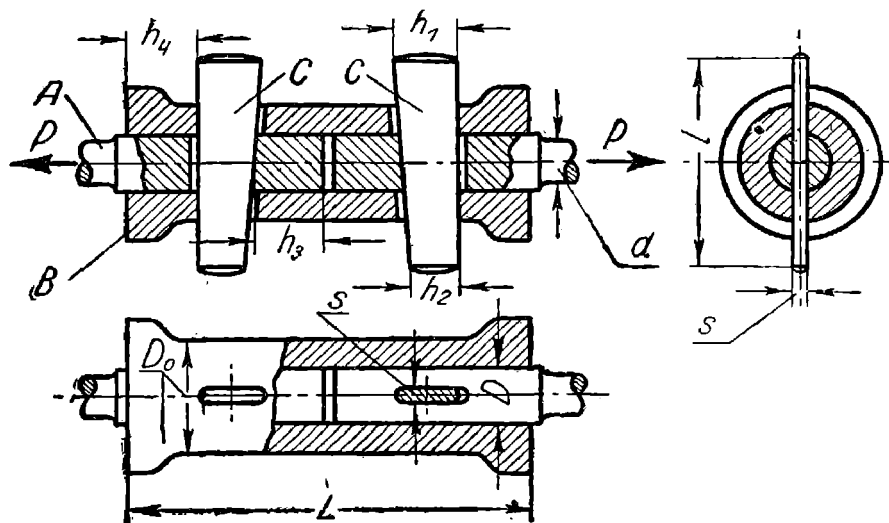


Рис. 91

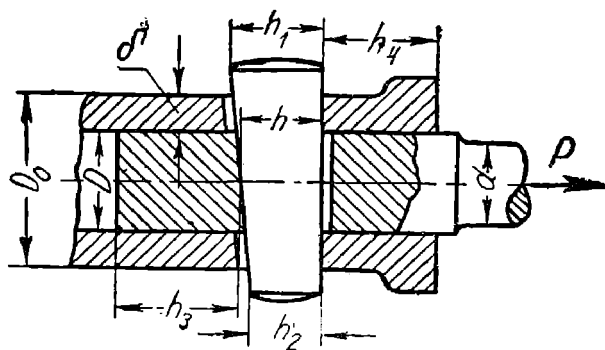


Рис. 92

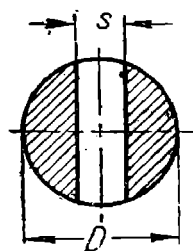


Рис. 93

Диаметр D головки стержня, вследствие ослабления ее прорезом, для клина делается больше диаметра стержня и определяется из условия сопротивляемости растяжению головки в ослабленном сечении (рис. 93), соответственно чему имеем

$$P \cong \left(\frac{\pi D^2}{4} - s \cdot D \right) \cdot R_z,$$

где толщина s клина при цилиндрической головке стержня берется равной

НБ
УДУНТ
(ДИП)

$$s = \frac{D}{4},$$

а потому после подстановки получим

$$P \leq \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{D^2}{4} \right) \cdot R_z,$$

или

$$P \leq \frac{D^2}{4} (\pi - 1) \cdot R_z.$$

Сопоставляя последнее соотношение с зависимостью (*), имеем

$$\frac{D^2}{4} (\pi - 1) \cdot R_z = \frac{\pi d^2}{4} R_z,$$

откуда

$$D = d \sqrt{\frac{\pi}{\pi - 1}} \approx 1,2d,$$

причем принимают обычно

$$D = \frac{4}{3} d.$$

Переходя теперь к проверке размеров головки на сопротивляемость смятию клином, получаем зависимость

$$P = D \cdot s \cdot \sigma, \quad (**)$$

причем должно быть соблюдено условие

$$\sigma = \frac{P}{Ds} \leq R'_d,$$

где для ненапряженного соединения можно допустить

$$R'_d = (1500 \div 1800) \text{ кг/см}^2.$$

Если бы размеры головки оказались недостаточными, то пришлось бы увеличить толщину s клина, затем изменить диаметр головки, согласно зависимости $D = 4s$, после чего повторить ту же проверку.

б) Муфта. Обозначая толщину стенки муфты через δ и учитывая возможность смятия ее клином, приходим к следующему условию сопротивляемости (рис. 94):

$$P = 2s\sigma\delta. \quad (***)$$

Если сопоставим соотношения (**) и (***), то при одинаковых напряжениях от смятия получим

$$Ds\sigma = 2s\delta\sigma,$$

откуда определится

$$\delta = \frac{D}{2},$$

соответственно чему наружный диаметр D_0 муфты получится равным

$$D_0 = D + 2\delta = 2D.$$

НЕ
УДУНТ
(ДИТ)

Проверка муфты на разрыв в ослабленном сечении приводит к зависимости

$$\sigma = \sqrt{\frac{P}{\left[\frac{\pi}{4} (D_0^2 - D^2) - 2s\delta \right]}}$$

причем должно быть выполнено

$$\sigma \leq R_z,$$

где R_z берется соответственно роду материала муфты.

с) **Клин.** Средняя высота h клина C определяется из условия сопротивляемости его изгибу, как балки, свободно лежащей на двух опорах и нагруженной равномерно-распределенной нагрузкой в пределах соприкосновения с головкой A стержня, соответственно чему будем иметь зависимость (рис. 95):

$$\frac{P}{2} \cdot \left(\frac{D}{2} + \frac{\delta}{2} \right) - \frac{P}{2} \cdot \frac{D}{4} \leq \frac{sh^2}{6} R_b$$

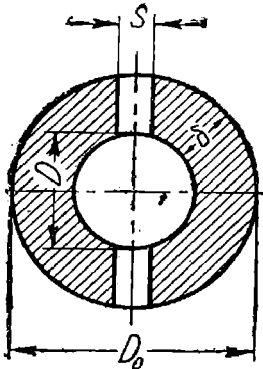


Рис. 94

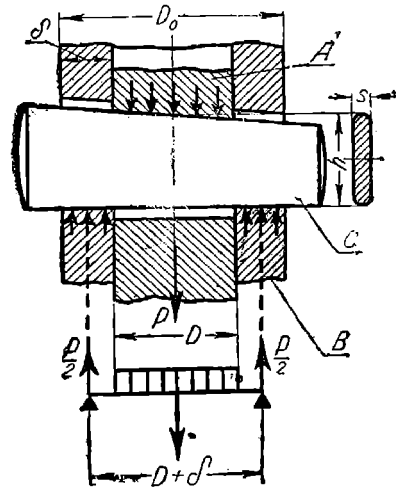


Рис. 95

или при

$$\delta = \frac{D}{2}$$

получаем

$$\frac{P}{2} \left(\frac{D}{2} + \frac{D}{4} - \frac{D}{4} \right) \leq \frac{sh^2}{6} R_b$$

откуда

$$h \geq \sqrt{\frac{3PD}{2s \cdot R_b}} \quad (43)$$

где можно допустить для стальных клиньев

$$R_b = (500 \div 1500) \text{ кг/см}^2.$$

НБ
УДУНТ
(ДИТ)
89

Желая же получить размер h в зависимости от D , подставим в последнее соотношение значение P из соотношения (*), а также значение

$$s = \frac{D}{4},$$

после чего получим

$$h \geq \sqrt{\frac{3}{2} \cdot \frac{\pi d^2 R_z \cdot D}{4 \cdot \frac{D}{4} \cdot R_b}}$$

или, принимая

$$R_z = 900 \text{ кг/см}^2 \text{ (железо),}$$

$$R_b = 1350 \text{ кг/см}^2 \text{ (сталь),}$$

будем иметь

$$h \geq d \sqrt{\pi} \approx 1,7d,$$

а так как

$$d = \sqrt[3]{4} D,$$

то

$$h = 1,7 \cdot \sqrt[3]{4} D \approx \sqrt[3]{3} D.$$

Поэтому при цилиндрических головках и принимают обычно у ненапряженных соединений среднюю высоту клина равной

$$h = \sqrt[3]{3} D.$$

Что касается высот h_1 и h_2 на концах клина, то, задавшись величиной уклона i в вышеуказанных пределах, а также длиной l клина, принимаемой обычно

$$l \approx 1,5D_0,$$

где D_0 — наружный диаметр муфты, получим на основании формул (41) и (42) уравнения

$$\begin{aligned} h_1 + h_2 &= 2h, \\ h_1 - h_2 &= il, \end{aligned}$$

по совместном решении которых и определяются искомые размеры

$$\begin{cases} h_1 = h + \frac{1}{2}il, \\ h_2 = h - \frac{1}{2}il \end{cases} \quad (44)$$

Расчет соединения будет окончен, если определить расстояния h_3 и h_4 прорезов для клина в головке стержня и в муфте от конца их.

Исходя из условия сопротивляемости срезу клином головки стержня, при котором могла бы отделиться часть, изображенная на рис. 96, получаем соотношение

$$P \leq 2Dh_3R_s,$$

откуда

$$h_3 \geq \frac{P}{2D \cdot R_s}, \quad (45)$$

причем

$$R_s = (300 \div 500) \text{ кг/см}^2 \text{ (для железа),}$$

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

но так как размер h_3 получается обычно малым по величине, то из конструктивных соображений принимают его равным

$$h_3 = (0,5 \div 0,75) h,$$

после чего проводят поверочный расчет на упомянутый срез головки.

Расстояние h_4 из таких же соображений принимают равным

$$h_4 = h_3,$$

а затем производят проверку муфты на срез клином, при котором могут отделиться две части, изображенные на рис. 97; проверка приводит к зависимости

$$\tau = \frac{P}{4h_4\delta} \leq R_s, \quad (46)$$

где в случае чугунной муфты можно принять

$$R_s = (100 \div 200) \text{ кг/см}^2.$$

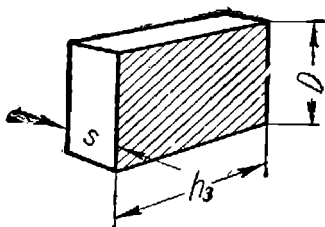


Рис. 96

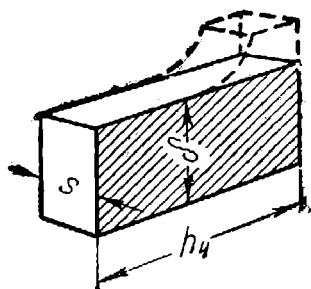


Рис. 97

При известных размерах h_1 , h_3 и h_4 можно определить и полную длину муфты по формуле

$$L = 2(h + h_3 + h_4) + 0,5 \text{ см.} \quad (47)$$

§ 40. Напряженное клиновое соединение и его расчет.

Клиновое соединение называется напряженным в том случае, когда действующая на него сила изменяет свое направление. В этом случае клин затоняется в гнездо ударами молотка с достаточным затяжением, отчего получаются в соединяемых частях дополнительные напряжения, которые суммируются с напряжениями, возникшими при наличии нагрузки.

Примером такого соединения является соединение конца поршневого штока паровой машины с ползуном (крейцкопфом), которое представлено в двух вариантах.

На рис. 98 коническая головка штока A входит в коническое гнездо во втулке ползуна B и закрепляется помощью клина C , при затяжке которого возникают дополнительные напряжения, равномерно распределенные по боковой поверхности соприкосновения усеченного конуса, показанные на чертеже стрелками.

УДМУТ
(ДИТ)
91

На рис. 99 цилиндрическая головка штока *A* входит в соответствующее гнездо втулки *B* ползуна и закрепляется при помощи клина *C*, причем от затягивания клина появляются напряжения, равномерно распределенные по кольцевой опорной поверхности буртика штока (показаны стрелками).

Переходя к расчету напряженного клинового соединения, возьмем соединение штока с ползуном паровой машины (рис. 99), согласно схем, представленных рис. 100 и 101, где *A* — паровой цилиндр, *B* — поршень, *C* — поршневой шток, *E* — ползун, *F* — шатун, *K* — кривошип. При расчете определим последовательно размеры штока *A*, втулки *B* ползуна и клина *C*.

а) Шток. Учитывая влияние продольного изгиба штока (рис. 100 и 101) при движении поршня *B* машины слева направо, определим диаметр *d* штока по формуле Эйлера

$$P = \alpha \cdot \frac{\pi^2 EI_{\min}}{nL^2}$$

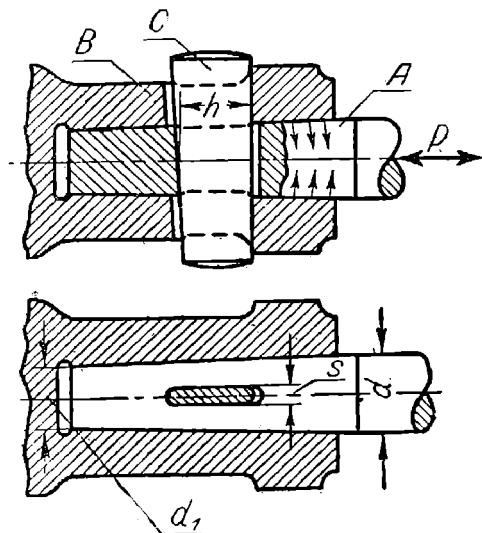


Рис. 98

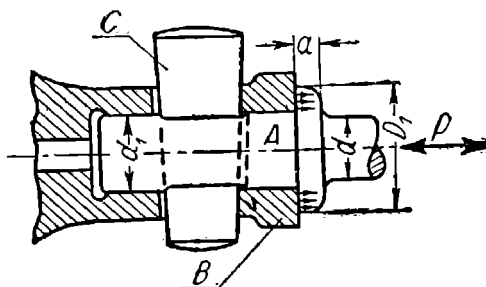


Рис. 99

где *P* — суммарная сила давления на поршень, *L* — длина штока (между поршнем и ползуном *E*), причем в этом случае степень надежности берется $n = (15 \div 20)$ и коэффициент, зависящий от закрепления концов,

$$\alpha = 1;$$

отсюда получим

$$I_{\min} = \frac{P \cdot nL^2}{\alpha \cdot E \pi^2} = \frac{\pi \cdot d^4}{64},$$

а потому

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 P \cdot nL^2}{\alpha \cdot \pi^3 \cdot E}}. \quad (48)$$

Задаваясь ориентировочно диаметром головки штока

$$d_1 = d,$$

придется произвести проверку ее на разрыв в ослабленном сечении и на смятие клином подобно проверке при ненапряженных соединениях, причем, учиты-

¹ Если отношение длины штока к радиусу инерции поперечного сечения его оказывается меньше 105, то следует делать проверку или вести первоначальный расчет диаметра по формуле Шварца — Ренкина, так как формула Эйлера в этом случае теряет достаточную точность.

вая здесь большие напряжения, чем при последних соединениях, расчет придется вести не на фактическую действующую силу, а на фиктивную, связанную с первой зависимостью

$$P_{\phi} = 1,25 P.$$

По той же причине при расчете или проверке на смятие приходится выбирать допускаемое напряжение

$$R_d' \gg 1000 \text{ кг/см}^2.$$

Диаметр D_1 буртика головки может быть определен при учете смятия по опорной площади соответственно зависимости

$$P_{\phi} \leq \frac{\pi}{4} (D_1^2 - d_1^2) R_d' \quad (49)$$

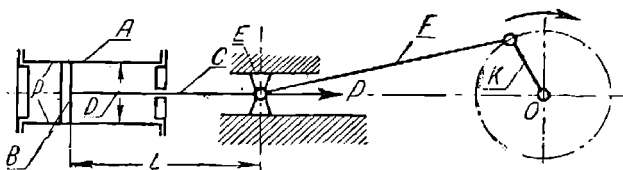


Рис. 100

где

$$R_d' \leq 1000 \text{ кг/см}^2,$$

причем часто на практике принимают размеры буртика головки равными

$$a = 0,35 d$$

и

$$D_1 = 1,5 d.$$

Следует заметить, что при ориентировочном выборе величин D_1 и a пришлось бы провести проверочный расчет на смятие и изгиб подобно тому, как это было проведено для заплечика гайки грузового винта домкрата.

Далее проверка головки штока на смятие клином, а также определение размеров втулки ползуна и клина производятся подобно тому, как это было проделано для клиновой стяжки, причем опять расчет ведется не по фактической силе, а по фиктивной P_{ϕ} .

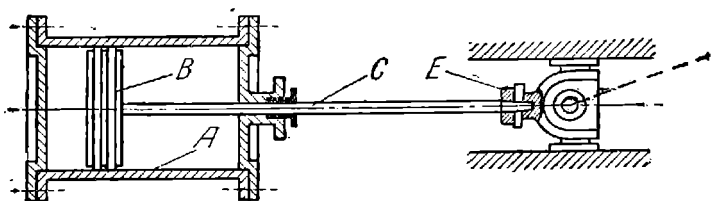


Рис. 101

Если бы теперь требовалось рассчитать клиновое соединение (рис. 98), где шток имеет коническую головку, то по определении диаметра d штока пришлось бы определять диаметр d_1 на конце конической головки, исходя из условия сопротивления ее смятию по боковой конической поверхности соприкосновения со втулкой, соответственно чему имели бы зависимость

$$P_{\phi} \leq \frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2) R_d', \quad (50)$$

где допускается

$$R_d' \leq 1000 \text{ кг/см}^2.$$

НБ
УДУИТ
(ДШТ)

При дальнейшей поверке головки на смятие клином и на разрыв пришлось бы иметь в виду среднее сечение ее, для которого диаметр был бы равен

$$d_c = \frac{d + d_1}{2},$$

причем толщина клина s в случае конической головки берется обычно равной

$$s = \frac{d}{3}.$$

§ 41. Конструктивные виды клиновых соединений.

В том случае, когда клиновое соединение приходится часто разбирать и вновь собирать, необходимо для устранения возможного износа поверхностей соприкосновения головки штока ставить между клином и упомянутыми поверхностями особые вставки, называемые причеками, и независимо

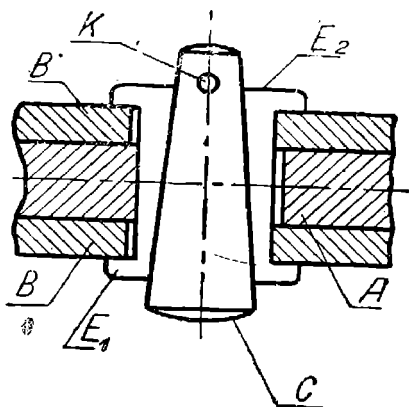


Рис. 102

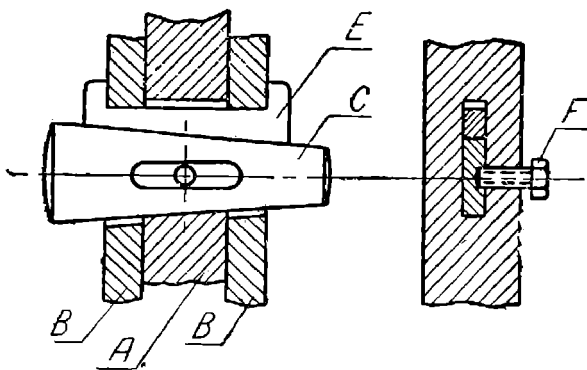


Рис. 103

от этого ставить различные замки, не допускающие выпадения клина из гнезда.

На рис. 102 показано соединение двух частей A и B при помощи клина C с причеками E_1 и E_2 , а через верхний конец клина пропущен штифт K , предохраняющий клин от выпадания.

На рис. 103 представлено другое соединение частей A и B , в котором клин C удерживается на месте при помощи винта F , ввинченного в одну из соединяемых деталей так, что конец его нажимает на клин C в пределах паза, сделанного на его боковой поверхности. Вместе с клином в гнезде находится предварительно заложённая причека E .

На рис. 104 показаны две причеки E_1 и E_2 , причем последняя оканчивается проушиной для пропуска через отверстие ее винта, которым оканчивается клин C . При затягивании гайки этого винта клин постепенно перемещается вверх, распирая причеки.

На рис. 105 показана головка шатуна, конец которого C упирается в правый вкладыш D_2 , причем оба вкладыша D_1 и D_2 вместе с концом C штока охватываются скобою F . Через прорезы в скобе и шатуне проходит

клин A , который при помощи двух причек B_1 и B_2 дает соответствующую затяжку соединяемых частей и может удерживаться на определенном месте при помощи винта E .

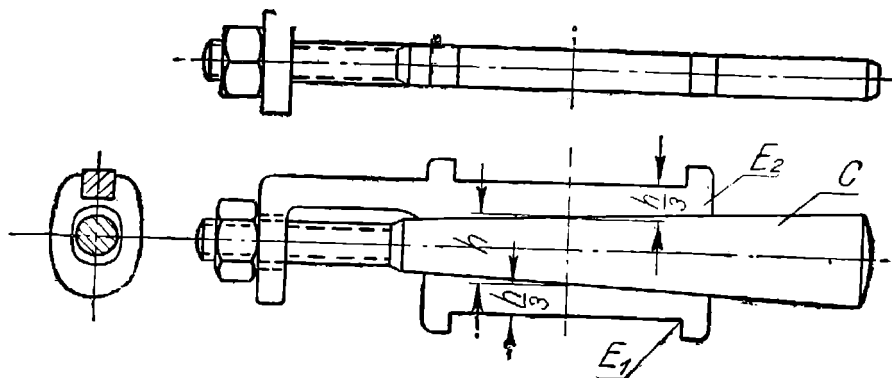


Рис. 104

При употреблении в клиновом соединении причек среднюю высоту клина можно брать меньшей величины, а именно равной $0,9h$ при одной причеке

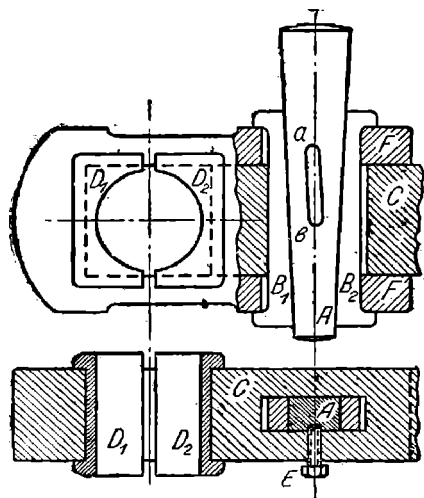


Рис. 105

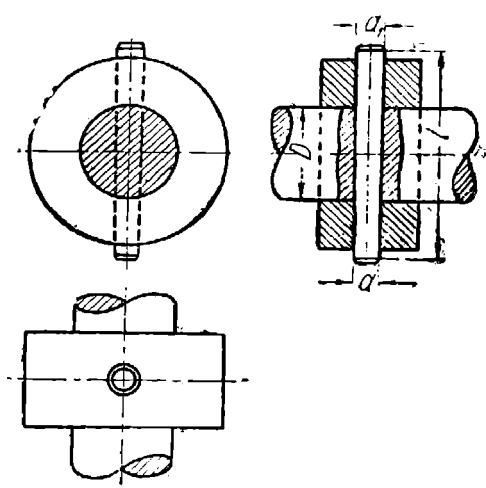


Рис. 106

и $0,8h$ при двух (рис. 104), причем средняя высота причеки берется равной $\frac{h}{3}$.

Если бы надо было произвести расчет высоты h клина при двух причеках высотой h_1 каждая, то пришлось бы воспользоваться уравнением прочности при изгибе

$$M_{из} \leq \left(\frac{sh^2}{6} + 2 \frac{sh_1^2}{6} \right) R_b,$$

где $h_1 = \frac{h}{3}$ и $M_{из}$ — изгибающий момент, вычисляемый аналогично § 39с.

УДКУНТ
(ДИТ)

§ 42. Штифты.

Для соединения частей употребляются часто также конические штифты, представляющие собою стальные стержни в форме усеченного конуса (рис. 106) с уклоном $1/30$. На рисунке показан случай закрепления на валу кольца при помощи такого штифта, благодаря которому устраняется возможность перемещения кольца.

Небольшие кривошипы, маховички, кулачки, рычаги и другие детали могут закрепляться при помощи конических штифтов, причем особенно часто последние употребляются в приборах и аппаратах точной механики.

Следует заметить, что кроме конических штифтов встречаются также и цилиндрические, употребляемые обычно для устранения возможности проскальзывания деталей, соединенных болтами.

В приложении имеется для штифтов таблица ОСТ.

§ 43. Примеры.

Пример 16. Рассчитать клиновое соединение поршневого штока с ползуном, зная что наибольшее давление пара в цилиндре 6 атм., внутренний диаметр цилиндра 240 мм и длина штока 700 мм. Головку штока сделать цилиндрической (рис. 99, 101).

Дано	Найти
$P = 6 \text{ кг/см}^2,$ $D = 240 \text{ мм},$ $L = 700 \text{ мм}.$	$d, d_1, h.$

Решение. При данной величине давления пара $p = 6 \text{ кг/см}^2$ суммарная сила давления, передаваемая через шатун на ползун, при мертвых положениях кривошипно-шатунного механизма будет

$$P = p \cdot \frac{\pi D^2}{4} = 6 \frac{3,14 \cdot 24^2}{4} \approx 2715 \text{ кг},$$

соответственно которой диаметр штока получит величину из формулы (48), учитывающей сопротивляемость продольному изгибу.

Таким образом диаметр штока будет

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot P \cdot n L^2}{\alpha \pi^3 \cdot E}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 2715 \cdot 15 \cdot 70^2}{1 \cdot 3,14^3 \cdot 2150000}} \approx 4 \text{ см},$$

где принято для стального штока

$$E = 2150000 \text{ кг/см}^2,$$

$$n = 15$$

и коэффициент

$$\alpha = 1.$$

В дальнейшем расчет придется вести по фиктивной силе

$$P_{\text{ф}} = 1,25 P = 1,25 \cdot 2715 \approx 3440 \text{ кг}.$$

Задаваясь теперь допусковым напряжением при растяжении для стального штока

$$R_z = 400 \text{ кг/см}^2$$

и толщиной клина

$$s = \frac{d_1}{4},$$

определим диаметр d_1 цилиндрической головки из уравнения прочности при растяжении для ослабленного сечения

$$P_{\Phi} \leq \left(\frac{\pi d_1^2}{4} - d_1 \frac{d_1}{4} \right) \cdot R_z.$$

откуда

$$d_1 \cong \sqrt{\frac{4P_{\Phi}}{(\pi - 1)R_z}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3440}{(3,14 - 1) \cdot 400}} \approx 4 \text{ см.}$$

При проверке головки на смятие клином получаем напряжение

$$\sigma = \frac{P_{\Phi}}{d_1 s} = \frac{P_{\Phi}}{d_1 \cdot \frac{d_1}{4}} = \frac{4 \cdot 3440}{4^2} = 860 \text{ кг/см}^2,$$

что допустимо при $R_d' = 1000 \text{ кг/см}^2$.

Считая ползун изготовленным из стального литья и производя проверку втулки его на смятие клином, получим напряжение равным

$$\sigma = \frac{P_{\Phi}}{2\delta \cdot s} = \frac{3440}{2 \cdot 2 \cdot 1} = 860 \text{ кг/см}^2,$$

где толщина стенки втулки принята равной

$$\delta = \frac{d_1}{2} = \frac{4}{2} = 2 \text{ см};$$

так как напряжение получилось меньше допускаемого $R_d' = 1000 \text{ кг/см}^2$, то размеры оставляем без изменения.

Наружный диаметр втулки ползуна берем равным

$$D_1 = 2 d_1 = 2 \cdot 4 = 8 \text{ см},$$

а проверяя втулку на разрыв в ослабленном сечении, получаем напряжение

$$\sigma = \frac{P_{\Phi}}{\frac{\pi}{4} (D_1^2 - d_1^2) - 2 \cdot s \cdot \delta} = \frac{3440}{\frac{\pi}{4} (8^2 - 4^2) - 2 \cdot 1 \cdot 2} \approx 103 \text{ кг/см}^2,$$

что значительно меньше допускаемого напряжения

$$R_z = 400 \text{ кг/см}^2.$$

Переходя теперь к расчету средней высоты h клина, примем для стали

$$R_b = 1200 \text{ кг/см}^2,$$

после чего получим требуемый размер из формулы (43)

$$h \geq \sqrt{\frac{3 \cdot P_{\Phi} \cdot d_1}{2 s R_b}} = \sqrt{\frac{3 \cdot 3440 \cdot 4}{2 \cdot 1 \cdot 1200}} \approx 4,2 \text{ см.}$$

Если принять уклон клина равным $i = \frac{1}{25}$ и длину его

$$l = 1,5 D_1 = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ см,}$$

то, исходя из формулы (44), получим высоты клина на концах его равными

$$h_1 = h + \frac{1}{2} \cdot i \cdot l = 4,2 + \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{25} \cdot 12 = 4,4 \text{ см}$$

и

$$h_2 = h - \frac{1}{2} \cdot i \cdot l = 4,2 - \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{25} \cdot 12 = 4 \text{ см.}$$

Расстояние h_3 прореза в головке штока от конца ее принимаем равным

$$h_3 = 0,5 h = 0,5 \cdot 4,2 \approx 2 \text{ см,}$$

причем поверка головки на срез клином приводит к величине соответствующего напряжения

$$\tau = \frac{P_{\Phi}}{2 d_1 \cdot h_3} = \frac{3440}{2 \cdot 4 \cdot 2} = 430 \text{ кг/см}^2,$$

что ниже допускаемого напряжения

$$R_s = 300 \text{ кг/см}^2.$$

Подобно этому принимаем расстояние h_4 прореза во втулке ползуна от конца ее равным

$$h_4 = h_3 = 2 \text{ см}$$

и находим напряжение при срезе втулки клином по формуле (46)

$$\tau = \frac{P_{\Phi}}{4 h_4 \cdot \delta} = \frac{3440}{4 \cdot 2 \cdot 4} = 215 \text{ кг/см}^2$$

при допускаемом $R_s = 300 \text{ кг/см}^2$

Если бы последний результат получился неудовлетворительным, то с целью увеличения площади среза втулки пришлось бы увеличить диаметр закраины ее и врезать клин в самую закраину.

Пример 17. Клиновья стяжка (рис. 91) имеет следующие размеры: $d = 24 \text{ мм}$, $D = 32 \text{ мм}$, $D_1 = 64 \text{ мм}$, $s = 8 \text{ мм}$, $h = 42 \text{ мм}$, $h_3 = h_4 = 21 \text{ мм}$.

Определить, возможно ли допустить на стяжку действие постоянной по величине и направлению силы в 4 т, если стержни железные, муфта чугунная и клинья стальные.

Дано	Найти
$P = 4000 \text{ кг}$ $d = 2,4 \text{ см}$ $D = 3,2$ $D_1 = 6,4$ $s = 0,8$ $h = 4,2$ $h_3 = h_4 = 2,1 \text{ см}$	

Решение. Расчет носит поверочный характер и сводится к определению действительных напряжений, которые затем должны быть сопоставлены с допускаемыми.

При проверке стержня на сопротивляемость растяжению получаем

$$\sigma = \frac{P}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4 \cdot 4000}{3,14 \cdot 2,4^2} \approx 885 \text{ кг/см}^2 < R_z = 900 \text{ кг/см}^2$$

Проверка головки стержня на разрыв в ослабленном сечении дает величину для напряжения

$$\sigma = \frac{P}{\frac{\pi}{4} D^2 - s D} = \frac{4000}{\frac{3,14 \cdot 3,2^2}{4} - 0,8 \cdot 3,2} = 729 \text{ кг/см}^2 < R_z = 1000 \text{ кг/см}^2.$$

Проверка головки стержня на смятие клином приводит к величине напряжения

$$\sigma = \frac{P}{D \cdot s} = \frac{4000}{3,2 \cdot 0,8} \approx 1563 \text{ кг/см}^2 < R_d' = 1800 \text{ кг/см}^2.$$

Действительное напряжение при сопротивляемости головки срезу клином получается равным

$$\tau = \frac{P}{2D \cdot h_3} = \frac{4000}{2 \cdot 3,2 \cdot 2,1} \approx 298 \text{ кг/см}^2 < R_s = 720 \text{ кг/см}^2.$$

Таким образом размеры головки стержня оказались вполне достаточными для восприятия действия силы $P = 4000 \text{ кг}$.

Проверяя чугунную муфту на разрыв, получим соответствующее напряжение

$$\sigma = \frac{P}{\frac{\pi}{4} (D_1^2 - D^2) - 2\delta \cdot s} = \frac{4000}{\frac{3,14}{4} (6,4^2 - 3,2^2) - 2 \cdot 1,6 \cdot 0,8} = 185 \text{ кг/см}^2 < R_z = 300 \text{ кг/см}^2,$$

где толщина стенки муфты равна

$$\delta = \frac{D_1 - D}{2} = \frac{6,4 - 3,2}{2} = 1,6 \text{ см}.$$

Проверка муфты на смятие клином дает

$$\sigma = \frac{P}{2 \cdot \delta \cdot s} = \frac{4000}{2 \cdot 1,6 \cdot 0,8} = 1563 \text{ кг/см}^2 < R_d' = 1800 \text{ кг/см}^2.$$

*

УДНБ
УДУНТ
(ДНТ)
99

Наконец проверка той же муфты на срез клином дает величину действительного напряжения

$$\tau = \frac{P}{4\delta \cdot h_4} = \frac{4000}{4 \cdot 1,6 \cdot 2,1} = 297 \text{ кг/см}^2 > R_s = 240 \text{ кг/см}^2.$$

Итак оказалось, что при проверке на срез муфты действительное напряжение получилось больше допустимого, а потому данную нагрузку можно было бы допустить в том случае, когда клин был бы врезан в буртик на конце муфты, а для этого наименьшая толщина δ_1 стенки ее (с учетом высоты буртика) должна бы получиться равной из соотношения (46)

$$\delta_1 \geq \frac{P}{4h_k \cdot R_s} = \frac{4000}{4 \cdot 2,1 \cdot 240} \approx 2,5 \text{ см.}$$

Проверка клина на изгиб привела бы к зависимости (43), откуда

$$\sigma = \frac{M_{из}}{1/6 h^2 s} = \frac{6PD}{4h^2 s} = \frac{3 \cdot 4000 \cdot 3,2}{2 \cdot 4,2^2 \cdot 0,8} \approx 1361 \text{ кг/см}^2 < R_b = 1500 \text{ кг/см}^2.$$

Размеры клина оказались достаточными.

Следовательно данную силу возможно допустить лишь при условии замены данной муфты другою, у которой толщина стенки у буртика была бы не меньше 2,5 см.

§ 44. Вопросы для самопроверки.

- 1) Какие выгоды на стороне клинового соединения?
- 2) Каково условие самоторможения клина?
- 3) Что называется уклоном клина?
- 4) В каких пределах колеблется величина уклона клина?
- 5) Почему не рекомендуется брать для клина уклон более $1/20$?
- 6) Что называется углом заострения клина?
- 7) Какая разница между клином с однопочным и двойным уклонами?
- 8) Что называется чекой?
- 9) Когда употребляется чека?
- 10) Из какого материала изготавливаются клинья?
- 11) В каком случае клиповое соединение является ненапряженным?
- 12) Привести примеры ненапряженных клиновых соединений.
- 13) В каком случае клиновое соединение является напряженным?
- 14) Привести примеры напряженных клиновых соединений.
- 15) Какая разница в расчете напряженных и ненапряженных клиновых соединений?
- 16) Для чего употребляются клиновые замки?
- 17) Привести характерные виды клиновых замков.
- 18) Для чего употребляются причеки в клиновых соединениях?
- 19) Если клин проходит через цилиндрическую головку стержня, то какова толщина его?
- 20) Если клин проходит через коническую головку стержня, то какова толщина его?

Задание 8.

ШПОНКИ, ПОДБОР И РАСЧЕТ ИХ.

§ 45. Назначение шпонок и конструктивные виды их.

Шпонки относятся к группе продольных клиньев и служат для закрепления на валах колес, причем последние закрепляются или неподвижно, или с возможным продольным перемещением на валу в определенных пределах.

Соединения при помощи шпонок встречаются в двух видах — напряженное и ненапряженное.

Шпонки напряженного соединения носят название клиновых или затяжных и представляют собою призматические стержни с уклоном верхней грани в $1/100$, причем они загоняются с известным затягом в прорезы,

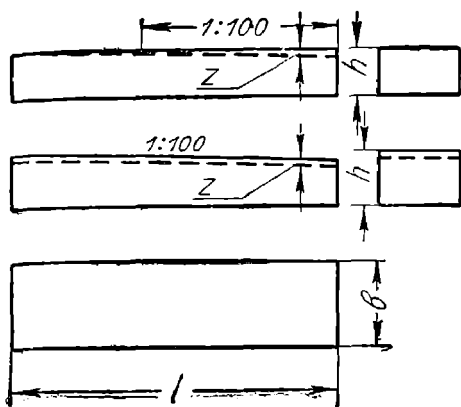


Рис. 107

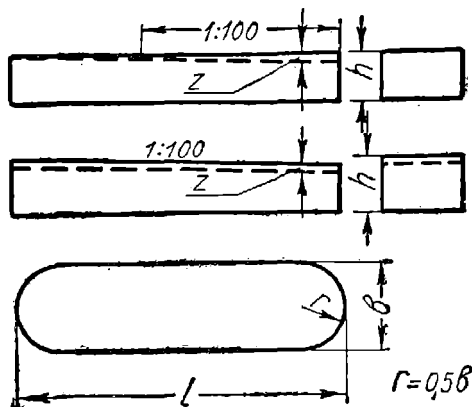


Рис. 108

образованные частью в валу и частью во втулке колеса. По форме торцов шпонок приходится различать шпонки с плоскими торцами (рис. 107) или забивные, шпонки со скругленными торцами или закладные (рис. 108) и шпонки с головкой (рис. 109), дающей возможность легко вынимать ее в случае надобности из гнезда.¹

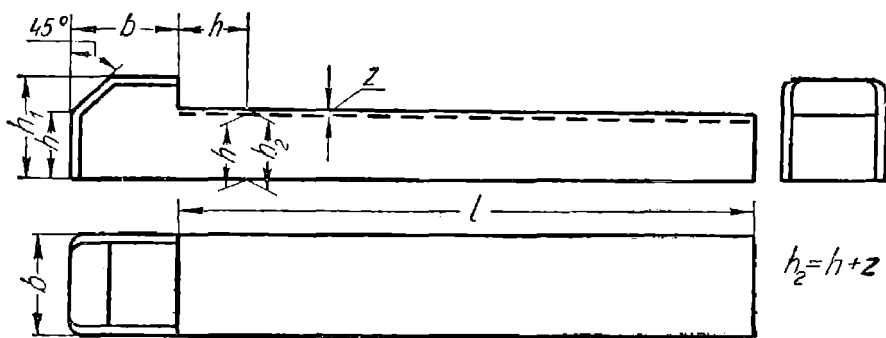


Рис. 109

Следует заметить, что шпонки с головкой представляют опасность в случае захвата одежды, почему и должны по требованию органов охраны труда закрываться специальными кожухами, скрепленными со втулкой колеса.

Кроме этого в зависимости от формы прореза на валу приходится встречаться со шпонками врезными, „на лыске“ и фрикционными.

На рис. 111 изображена врезная забивная шпонка, на рис. 110 врезная закладная, а на рис. 112 врезная с головкой, причем зазоры на чертежах

¹ Рис. 109 сравнительно с рис. 107 и 108 взят в большем масштабе.

(утрировано) показывают нерабочие поверхности. На этих же чертежах представлены основные размеры шпонки: b , h , l — ширина, высота поперечного сечения и длина.

На рис. 113 показана шпонка „на лыске“, для которой на валу делается не прорез, а продольная дорожка, соответствующая хорде поперечного сечения его, причем эти шпонки, ослабляя вал меньше врезных, предназначаются для передачи усилий меньших нежели врезные.

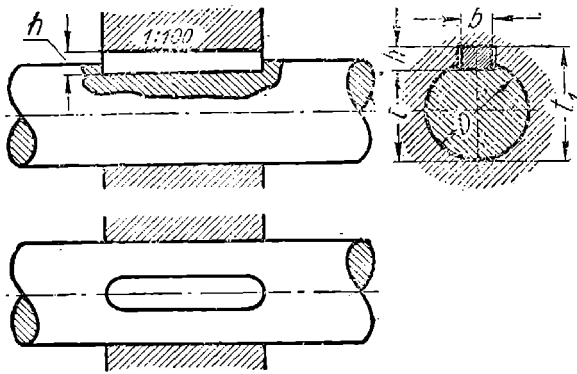


Рис. 110

На рис. 114 показана фрикционная шпонка, при которой вал совершенно не ослабляется, так как шпонка только касается его поверхности своей нижней вогнутой поверхностью и передача вращения происходит благодаря значительной силе трения, возбуждаемой между поверхностями соприкосновения при загоне клиновой шпонки. Эта шпонка является ненадежной при передаче значительных усилий.

Шпонки не напряженного соединения представляют собою призматические стержни без уклона, закладываемые в соответствующие пазы вала без загиба, а потому и не гарантирующие невозможности продольного перемещения колес на валу.

Эти шпонки встречаются как со скругленными торцами (рис. 115), так и с плоскими (рис. 116).

Призматические шпонки встречаются двух видов — обыкновенные и направляющие.

На рис. 117 показана обыкновенная призматическая шпонка a , заложённая предварительно в соответствующий прорез вала диаметром D , после чего произведена установка колеса, причем везде введены обозначения

размеров шпонки — b , h , l — ширина, высота поперечного сечения и длина.

На рис. 118 показана такая же шпонка a , где при помощи винтов c , пропущенных через втулку колеса, устраняется возможность продольного перемещения колеса.

Направляющие шпонки с закреплением на валу употребляются в том случае, когда закрепленная на валу деталь должна помимо вращения с ним еще и перемещаться вдоль него.

На рис. 119 и 120 показаны направляющие шпонки, которые при помощи

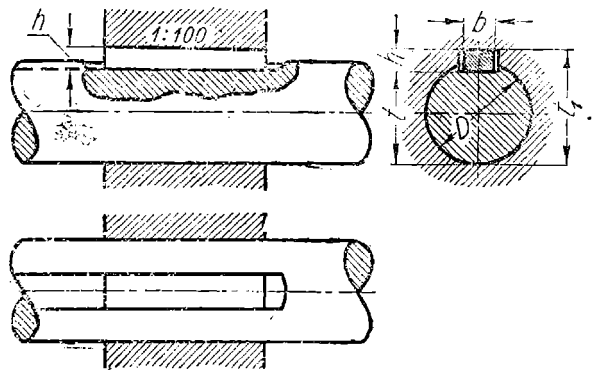


Рис. 111

винтов a закрепляются на валу, причем втулка колеса может перемещаться от положения A до A_1 . Помимо отверстий для винтов a на шпонках на-

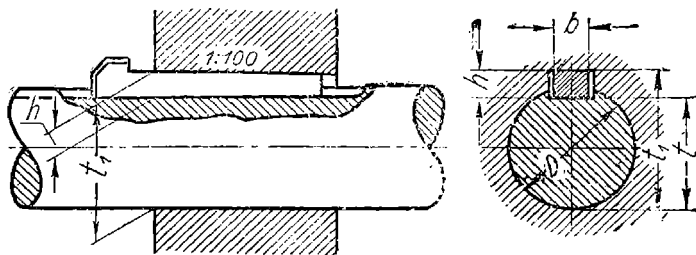


Рис. 112

ходится еще среднее отверстие c с нарезкой, благодаря которому можно легко отжать шпонку путем ввинчивания в него одного из отвинченных ра-

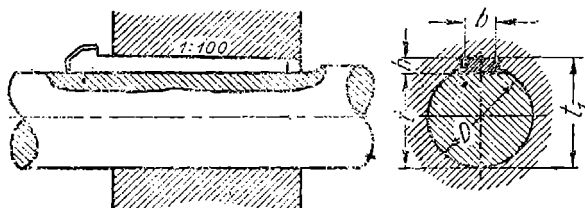


Рис. 113

нее винтов a , что приходится делать при выемке шпонки из гнезда, так как руками выполнить это бывает иногда трудно.

Сечения mn и pq на рис. 121 дополняют представление о закрепляющих шпонку винтах и отверстиях для отжима ее.

Помимо рассмотренных видов шпонок, размеры которых предусмотрены таблицами ОСТ, приходится встречать еще шпонки тангенциальные и полукруглые.

На рис. 122 представлена тангенциальная шпонка A , которая одной из малых граней своих целиком входит в радиальном направлении в вал, а большей касается прореза в нем.

Тангенциальная шпонка, составленная из двух клиньев, приложенных друг к другу наклонными гранями, дает возможность осуществлять натяг, благодаря которому устраняется возможность продольного перемещения закрепленной детали по валу.

Невозможность вращения в противоположных направлениях при одной лишь такой шпонке заставляет ставить две тангенциальные шпонки A_1 и A_2 , расположенные согласно рис. 122

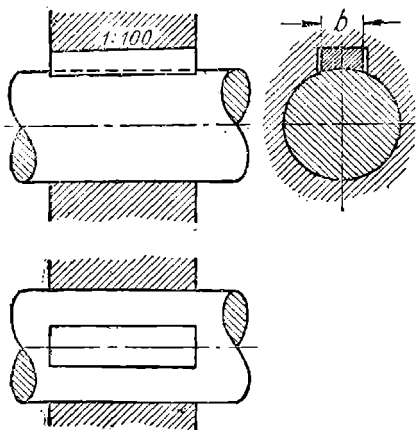


Рис. 114

УДУИТ
(ДИТ)

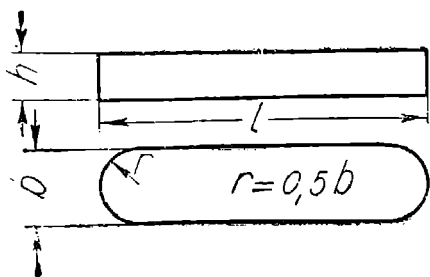


Рис. 115

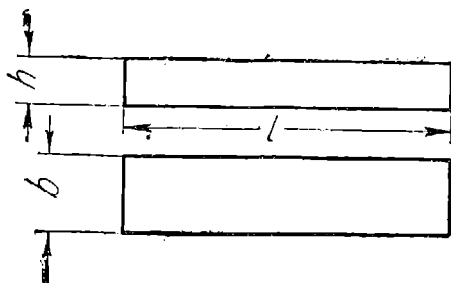


Рис. 116

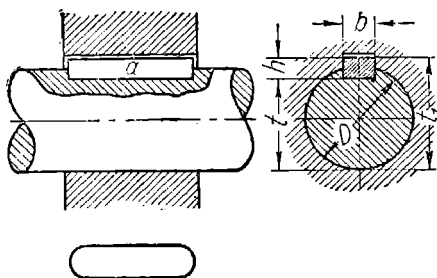


Рис. 117

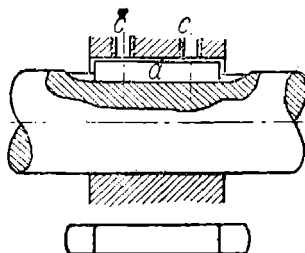


Рис. 118

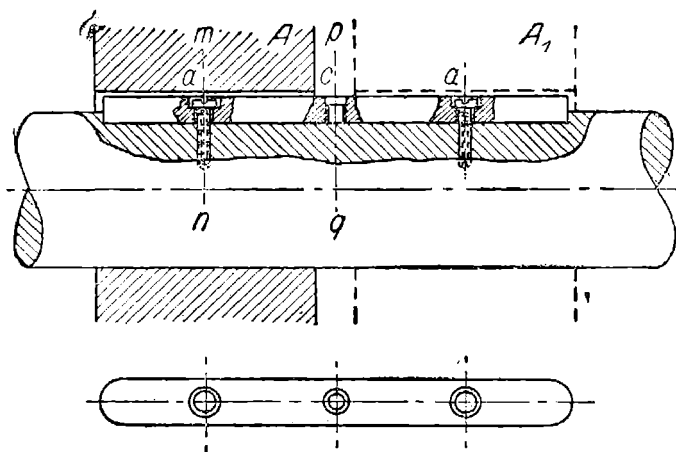


Рис. 119

На рис. 123 показана полукруглая шпонка Вудруфа, представляющая полукруглую пластинку, заложённую круглой своей стороной в гнездо вала и выступающую плоской стороной из него на высоту h , равную половине ее толщины b .

Материалом для шпонок является преимущественно сталь.

НБ
УДУН
(ДИТ)

§ 46. Сравнительная оценка шпонок.

Переходя к сравнительной оценке шпонок, будем иметь следующее. Клиновые, призматические и тангенциальные шпонки обладают общим недостатком ослабления вала прорезом для себя, причем меньшим ослаблением отличаются шпонки „на лыске“ и большим — тангенциальные.

Наиболее выгодными в этом отношении являются фрикционные шпонки, не требующие для себя гнезда, но невозможность передачи ими значительных по величине моментов ограничивает область их применения.

Клиновые шпонки сверх того вызывают во втулках колес дополнительные напряжения благодаря известному затягу их и кроме того требуют для себя длинных канавок на валу. Из этой группы необходимо выделить шпонки с головками, допускающими удобную выемку их из гнезд, но делающими их опасными из-за возможностей захвата одежды, особенно при больших скоростях.

Призматические (обыкновенные) шпонки, не вызывая дополнительного напряжения во втулках, не задерживают последних при продольном перемещении их, требуя для этого нажимных винтов или установочных колец.

Шпонки Вудруфа благодаря легкости их изготовления и образования гнезд в валу получают распространение на практике, отличаясь дешевизной и надежностью работы.

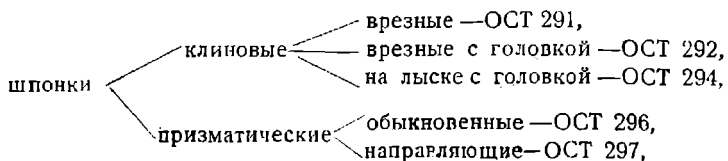
Резюмируя все сказанное, видим, что при передаче моментов большой величины выгоднее употреблять тангенциальные шпонки, могущие воспринимать также и удары, при передаче же моментов небольшой величины необходимо брать фрикционные шпонки, допускающие закрепление колеса в любом месте вала без ослабления последнего.

Что же касается остальных видов шпонок, то при учете характерных недостатков их приходится брать те или другие соответственно условиям работы.

§ 47. Расчет шпонок.

Шпонки приходится выбирать по таблицам ОСТ или DIN, соответственно диаметру вала, после чего вести поверочный расчет.

Таблицы ОСТ дают размеры для следующих шпонок:



причем ОСТ 289 дает общий обзор этих шпонок.

Глубина паза для шпонок, а также сечения их по ОСТ приведены в приложении, помещенном в конце книги.

Кроме этого необходимо иметь в виду размеры тангенциальных шпонок (DIN 268) и шпонок Вудруфа (DIN 244), таблицы которых также имеются в приложении.

Если (рис. 124 и 125) D — диаметр колеса, d — диаметр вала, b , h — размеры поперечного сечения шпонки, l — длина шпонки, P — окружная

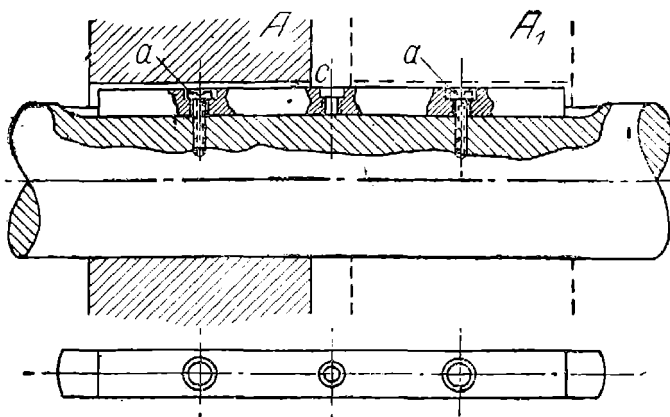


Рис. 120

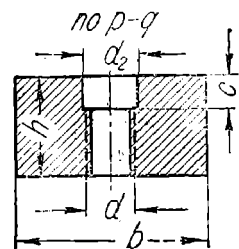
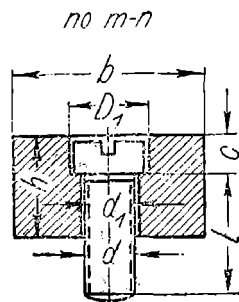


Рис. 121

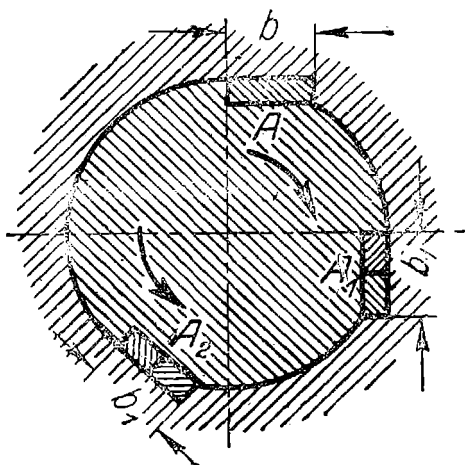


Рис. 122

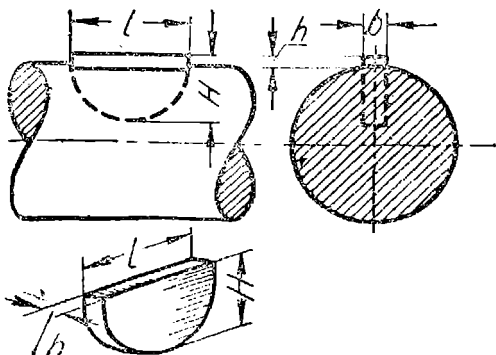
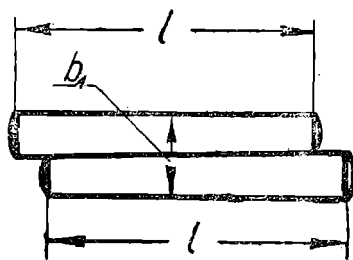


Рис. 123

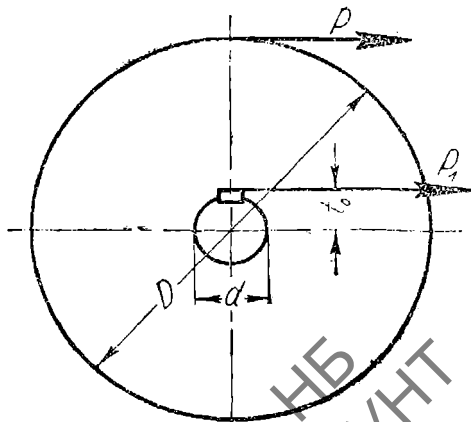


Рис. 124

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

сила колеса, то сила P_1 , приложенная к выступающему из гнезда концу шпонки, определится из соотношения

$$P_1 \cdot t_0 = P \cdot 0,5 D, \quad (51)$$

где t_0 — расстояние силы P_1 от центра сечения вала.

Зная силу P_1 , можно провести поверочный расчет шпонки при выбранных предварительно размерах ее, допуская сопротивляемость ее изгибу и втулки смятию.

Условие сопротивляемости шпонки изгибу будет (рис. 125)

$$P_1 a = \frac{l b^3}{6} \cdot \sigma,$$

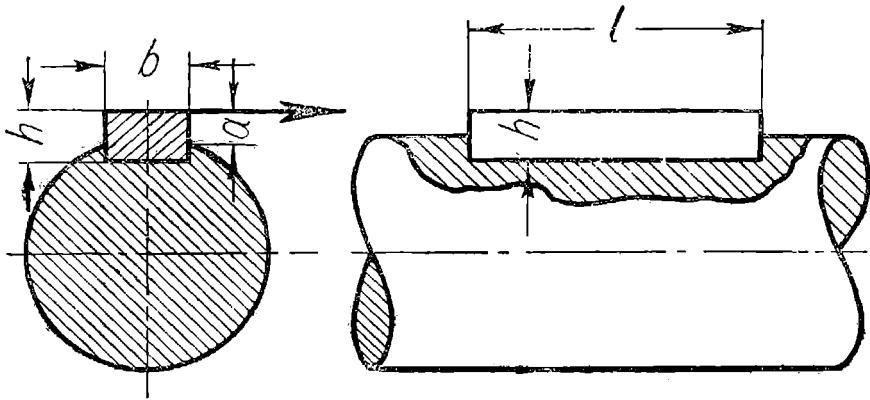


Рис. 125

причем для соблюдения прочности должно быть

$$\sigma = \frac{6 P_1 a}{b^3 l} \leq R_b, \quad (52)$$

где допускается для стали

$$R_b \leq 1000 \text{ кг/см}^2.$$

Проверка втулки на смятие приводит к зависимости

$$P_1 = l a \sigma,$$

откуда для прочности должны иметь

$$\sigma = \frac{P_1}{l a} \leq R_d', \quad (53)$$

где a — глубина прореза во втулке колеса, причем можно допускать $R_d' \leq 800 \text{ кг/см}^2$.

В случае затяжных шпонок рекомендуется при поверочных расчетах исходить из величины фиктивной силы, которая выбирается на 25% больше фактической.

УДБ
(ДНТ)

§ 48. Примеры.

Пример 18. Подобрать призматическую шпонку для колеса диаметром 1000 мм, делающего 250 об/мин при передаче мощности 20 НР, если диаметр стального вала 65 мм, после чего провести поверочный расчет ее.

Дано	Найти
$D = 1000 \text{ мм}$ $d = 65 \text{ мм}$ $n = 250 \text{ об/мин}$ $N = 20 \text{ НР}$	b, h, σ

Решение. Согласно ОСТ валу диаметром 65 мм соответствует призматическая шпонка размером поперечного сечения $18 \times 11 \text{ мм}$, для которой размеры паза в валу и во втулке колеса по ОСТ 295 будут

$$t = 65 - 5,5 = 59,5 \text{ мм},$$

$$t_1 = 65 + 5,8 = 70,8 \text{ мм},$$

а потому

$$t_0 = t_1 - \frac{d}{2} = 70,8 - \frac{65}{2} = 38,3 \text{ мм}.$$

Длина шпонки определится из соотношения

$$l = 1,5 d = 1,5 \cdot 6,5 \approx 10 \text{ см},$$

окружная сила на ободу колеса будет равна

$$P = \frac{M_{\text{кр}}}{R} = \frac{71620 \frac{N}{n}}{0,5 \cdot D} = \frac{71620 \frac{20}{250}}{0,5 \cdot 50} \approx 230 \text{ кг},$$

Соответственно этой силе к вершине шпонки будет приложена сила P_1 , величина которой определится из соотношения (51) и будет равна

$$P_1 = \frac{P \cdot 0,5 \cdot D}{t_0} = \frac{230 \cdot 0,5 \cdot 50}{3,83} \approx 1502 \text{ кг}.$$

Теперь примем длину a выступающей из вала части шпонки равной

$$a \approx 0,5 h = 0,5 \cdot 1,1 = 0,55 \text{ см},$$

после чего проверка шпонки на изгиб даст величину действительного напряжения согласно формулы (52)

$$\sigma = \frac{6 P_1 a}{b^2 l} = \frac{6 \cdot 1502 \cdot 0,55}{1,8^2 \cdot 10} \approx 153 \text{ кг/см}^2 < R_b = 1000 \text{ кг/см}^2,$$

а проверка на смятие даст величину

$$\sigma = \frac{P_1}{la} = \frac{1502}{10 \cdot 0,55} \approx 274 \text{ кг/см}^2 < R_d' = 800 \text{ кг/см}^2.$$

Таким образом оказалось, что размеры шпонки удовлетворяют условиям прочности.

УДМУНТ
(ДИПТ)

§ 49, Вопросы для самопроверки.

- 1) Какое назначение имеют шпонки?
- 2) Перечислить основные конструктивные виды шпонок.
- 3) Чем отличаются клиновые шпонки от призматических?
- 4) Чем отличается фрикционная шпонка от шпонки „на лыске“?
- 5) Каква величина уклона у клиновых шпонок?
- 6) Чем отличаются направляющие шпонки от обычных?
- 7) В каком случае употребляются направляющие шпонки?
- 8) Произвести общую сравнительную оценку клиновых и призматических шпонок.
- 9) В каком случае употребляются фрикционные шпонки?
- 10) Указать шпонку, ослабляющую вал менее других, а также совершенно не ослабляющую его.
- 11) Из какого материала изготавливаются шпонки?
- 12) Когда употребляются тангенциальные шпонки?
- 13) Чем отличаются тангенциальные шпонки от врезных?
- 14) Когда употребляются шпонки Вудруфа?
- 15) Охарактеризовать вид шпонки Вудруфа.
- 16) Есть ли положительные качества у шпонок Вудруфа и каковы они?
- 17) Для чего употребляются штифты?
- 18) Какую форму имеют штифты?

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА.

I. Рассчитать клиновое соединение поршневого штока паровой машины с крейцкопфом (рис. 98, 101) по следующим данным. Внутренний диаметр цилиндра 350 мм, наибольшее давление пара 8 атм. и длина штока 100 см. Шток стальной, головка штока коническая.

Схема расчета.

1. Определить диаметр поршневого штока.
2. Определить диаметр на конце конической головки штока.
3. Произвести проверку головки на разрыв в ослабленном сечении.
4. Произвести проверку головки на смятие клином.
5. Определить наружный диаметр втулки ползуна.
6. Произвести проверку втулки ползуна на разрыв в ослабленном сечении.
7. Произвести проверку втулки ползуна на смятие клином.
8. Определить среднюю высоту клина.
9. Определить высоту клина на концах.
10. Произвести проверку головки штока на срез клином.
11. Произвести проверку втулки ползуна на срез клином.

Примечание. После расчета клиновое соединение должно быть вычерчено в трех проекциях.

II. На валу диаметром 80 мм, насажено колесо, диаметр которого равен 750 мм, окружная скорость колеса равна 2 м/сек при передаваемой мощности 10 НР. Подобрать шпонку для закрепления колеса и произвести проверочный расчет ее.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

ЗАКЛЕПОЧНЫЕ И СТЯЖНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Методические указания. Настоящая тема стремится ознакомить с конструктивными видами и основными приемами проектирования неразъемных соединений, к каковым относятся заклепочные соединения прочной, плотной и прочно-плотной клепки, а также соединения стяжные.

После проработки материала этой темы необходимо произвести расчет и вычерчивание заклепочного соединения по определенному контрольному заданию.

Задание 9.

КЛЕПКА, СВАРКА И СООТВЕТСТВУЮЩИЕ ИМ ШВЫ.

§ 50. Заклепки, конструктивные виды их и клепка.

Заклепка является основным элементом заклепочных соединений, относящихся к группе неразъемных соединений, поскольку соединяемые ими части могут быть разъединены лишь по разрушении соединяющих частей, т. е. заклепок.

Заклепка в первоначальном своем виде представляет цилиндрический стержень с полукруглой головкой (рис. 126), конец которого сходит слегка на конус, причем между головкой и стержнем имеется плавное сопряжение. Помимо полукруглых головок приходится встречать у заклепок также потайную (рис. 127), полупотайную (рис. 128) и бочкообразные (рис. 129 и 130) головки, причем последние употребляются преимущественно в судостроительном деле.

Наконец, следует упомянуть также о заклепках, употребляемых жестяниками (рис. 131), и заклепках бондарных (рис. 132).¹

Для заклепок диаметром 9,5 мм и выше целесообразно измерять диаметр стержня на расстоянии 6 мм от головки, а для диаметров ниже 9,5 мм — на расстоянии 4 мм, что и указывается условно на рисунках.

Материалом для заклепок служит обычно железо, хотя встречаются и медные заклепки.²

Переходя теперь к осуществлению соединения частей при помощи заклепок, обратим внимание на то, что в соединяемых листах должны быть заблаговременно сделаны отверстия для заклепок. Эта операция может осуществляться путем пробивки или сверловки, причем первая из них,

¹ Буквенные обозначения на рисунках соответствуют размерным обозначениям в таблицах ОСТ.

² В настоящее время согласно „единых строительных норм“ вместо наименования железо употребляют: сталь такого-то номера, допускаемые напряжения для которых (мягкая сталь) при проектировании железных частей гражданских сооружений выбираются соответственно данным этих норм.

выигрывает в скорости получения отверстий, много теряет в качестве, так как отверстия обычно получаются коническими (с уширением вниз) и кроме того материал листов подвергается порче в смысле понижения механических свойств его. Сверловка, наоборот, дает отверстия правильной формы, но

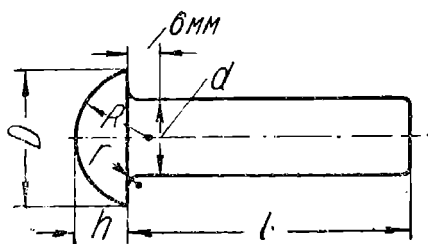


Рис. 126

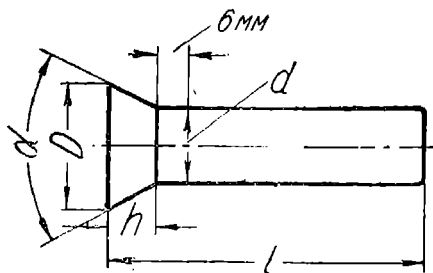


Рис. 127

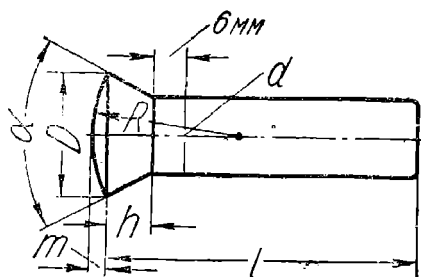


Рис. 128

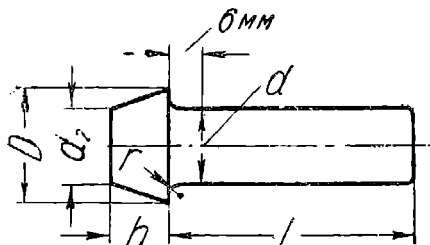


Рис. 29

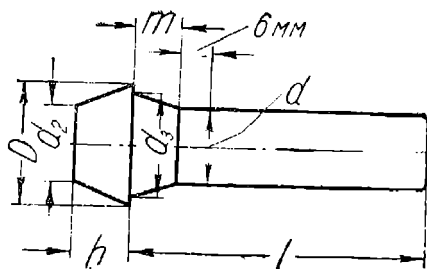


Рис. 130

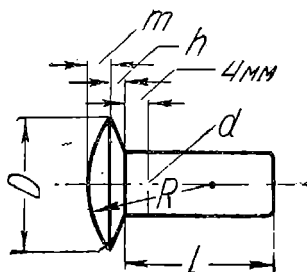


Рис. 131

проигрывает в скорости получения их. Комбинированный способ, состоящий из пробивки отверстия диаметром меньшим на 5 мм и из последующей сверловки этого отверстия до диаметра требуемого размера, занимает в смысле скорости и качества работы промежуточное место между упомянутыми способами.

После изготовления отверстий в соединяемых листах (рис. 133) в каждое из них вставляют заклепку, предварительно нагретую до светло-красного

нагрева (рис. 134) и, поддерживая головку ее при помощи „низка“ *A*, слегка осаживают ударами молотка выступающий конец стержня заклепки (рис. 135), после чего накладывают на него обжимку *B* (рис. 136), ударяют по ней молотком — и в результате получают вторую головку требуемой формы, которая носит название замыкающей, в отличие от закладной, имевшейся раньше на стержне заклепки.

Вся упомянутая операция постановки заклепки носит название горячей клепки; существует еще и холодная клепка, при которой заклепка ставится в отверстие в холодном состоянии и затем расклепывается. Холодная клепка применяется для заклепок диаметром ниже 9,5 мм во избежание возможности перегорания их.

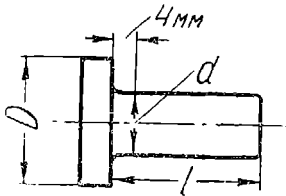


Рис. 132

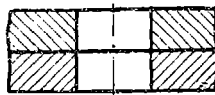


Рис. 133

Заклепка, поставленная на место путем горячей клепки, остывает, укорачивается и вследствие этого производит опорными поверхностями своих головок давление на соединяемые листы, возбуждая тем самым между ними силу трения большой величины, препятствующую скольжению листов при наличии внешних сил, действующих на соединяемые листы.

Клепка может производиться не только вручную, но и машинным способом (гидравлическая, пневматическая), причем ручная клепка уже не даст хороших результатов для заклепок диаметром примерно выше 22 мм, уступая место машинной, при которой происходит более совершенная об-

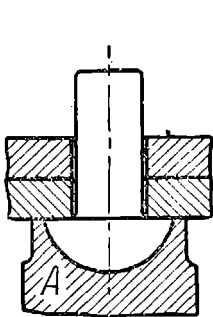


Рис. 134

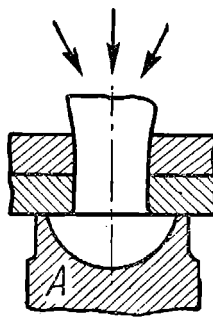


Рис. 135

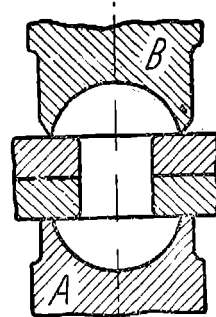


Рис. 136

садка материала заклепки, гарантирующая этим лучшее заполнение отверстия в листах.

На рис. 137 показана поставленная на место заклепка с полукруглыми головками, на рис. 138 — с потайной головкой и на рис. 139 — с полупотайной, откуда видно, что заклепки с потайными головками вносят собою ослабление соединяемых листов, требуя от них места для расположения своих головок.

Если желают получить плотное прилегание кромок соединяемых листов, то производят подчеканку (рис. 140) этих кромок, пользуясь инструментом, называемым чеканкой.

В таком случае для удобства подчеканки кромки соединяемых листов *A* и *B* обычно срезают под углом 18° , а чеканку *C* прижимают к кромке *A*, стараясь не повредить листа *B*, после чего ударяют по ней молотком, постепенно перемещая чеканку по длине этой кромки, благодаря чему кромка листа сминается и плотнее касается листа *B*. Подчеканка выполняется ручным и машинным (пневматическая) способами, причем может распространяться и на головки заклепок. Заклепки с вышеприведенными формами головок имеют размеры, предусмотренные таблицами ОСТ (301 ÷ 305), (184 ÷ 187), причем следует заметить, что в настоящее время ОСТ упразднил старый тип заклепки (рис. 141), где переход от стержня к головке выполнялся при помощи конического подгот-товка, входящего в раззенкованный на конус конец заклепочного

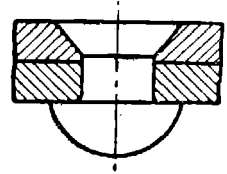
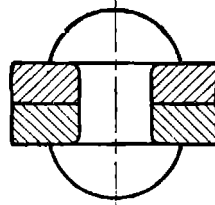


Рис. 138

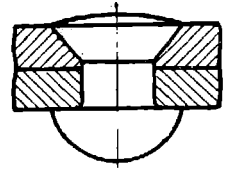
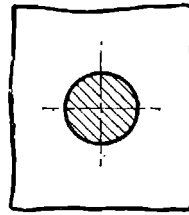


Рис. 137

Рис. 139

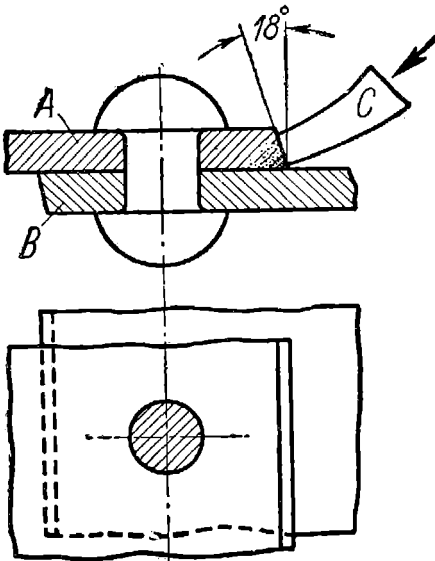


Рис. 140

отверстия, и предложил тип (рис. 126), где этот переход выполняется по дуге окружности малого радиуса (галтель).

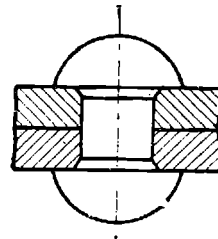
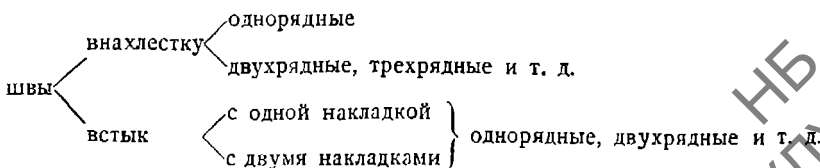


Рис. 141

§ 51. Заклепочные швы.

Заклепки, соединяющие между собой листы и располагаемые в известном порядке относительно себя и соединяемых частей, образуют заклепочные швы.

Характерными заклепочными швами являются



Швы внахлестку или внапуск образуются путем перекрытия кромок соединяемых листов на некоторую длину и соединения их ordinaryм рядом (рис. 142) заклепок, или двойным рядом (рис. 143) и т. д., причем на последнем рисунке приведен случай параллельного расположения заклепок в отличие от шахматного, изображенного на рис. 144.

При расположении заклепок параллельными рядами и в шахматном порядке последнее выигрывает в смысле обеспечения большей плотности шва.

Швы встык образуются путем доведения кромок соединяемых листов до соприкосновения и перекрытия их накладками с одной (рис. 145) или двух (рис. 146) сторон, причем в зависимости от числа рядов заклепок по

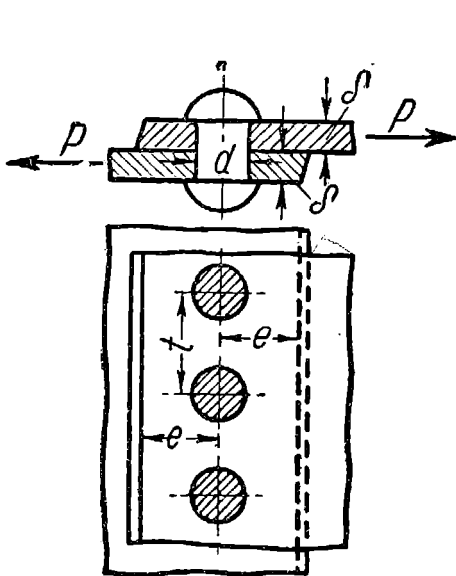


Рис. 142

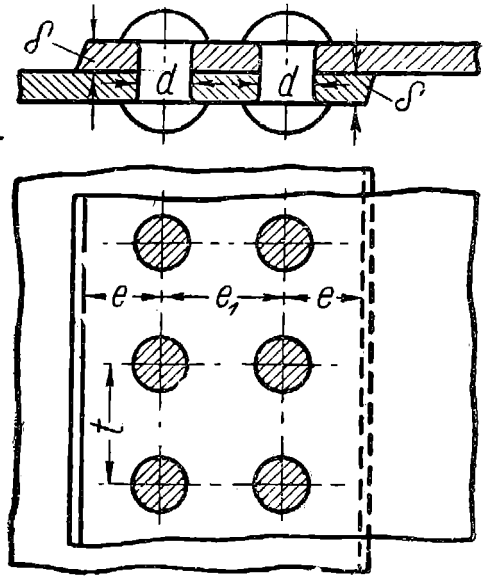


Рис. 143

одну сторону стыка приходится различать швы одnorядные (рис. 145, 146), двухрядные (рис. 147) и т. д.

Если все швы внахлестку и швы с одной накладкой являются одностезными по числу мест перереза заклепок, то швы с двумя накладками будут двухстезными, являясь в этом отношении более прочными сравнительно с первыми.

Сопоставляя теперь между собою вышеприведенные типы швов, приходится обратить внимание на швы внахлестку, при которых действующие силы P (рис. 142) составляют пару сил с моментом $P \left(\frac{\delta}{2} + \frac{\delta}{2} \right) = P \delta$, обуславливающую дополнительное напряжение в заклепке от изгиба и стремящуюся указанное соединение привести к виду, представленному на рис. 148.

Влияние изгиба увеличивается с увеличением толщины соединяемых листов.

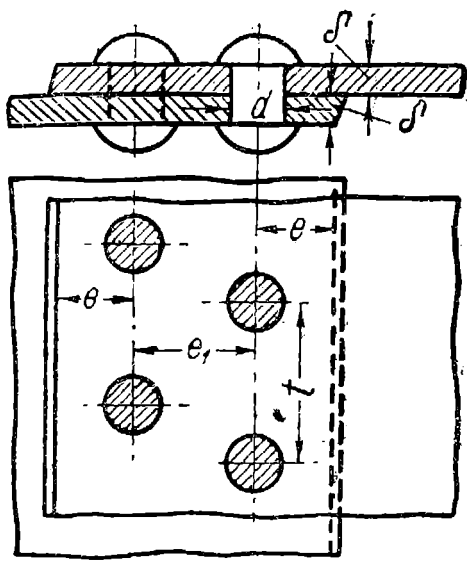


Рис. 14.

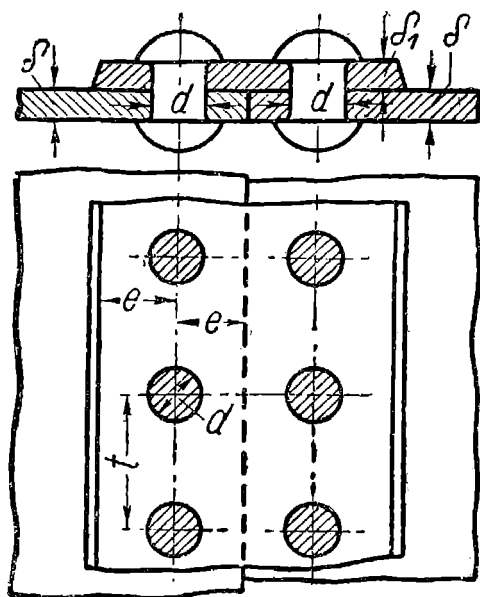


Рис. 145

Швы с одной накладкой не лишены также этого недостатка и только швы с двумя накладками устраняют его.

Помимо рассмотренных типов швов приходится встречать и специальные швы (котельные). На рис. 149 представлен двухрядный шов с двумя накладками, у которого первый ряд заклепок взят с большим расстоянием между ними для уменьшения ослабления листа на участке шириною t , в то время как во втором ряду допущено это расстояние меньшим по величине, причем это может быть допущено в предположении, что полную величину действующей силы принимает первый ряд заклепок, а второй получает силу меньшей величины. Для того чтобы достичь известной плотности в пределах первого ряда заклепок при наличии увеличенного расстояния между ними, кромку накладки приближают к заклепкам путем соответствующих вырезов (фестоны) в ней и производят подчеканку.

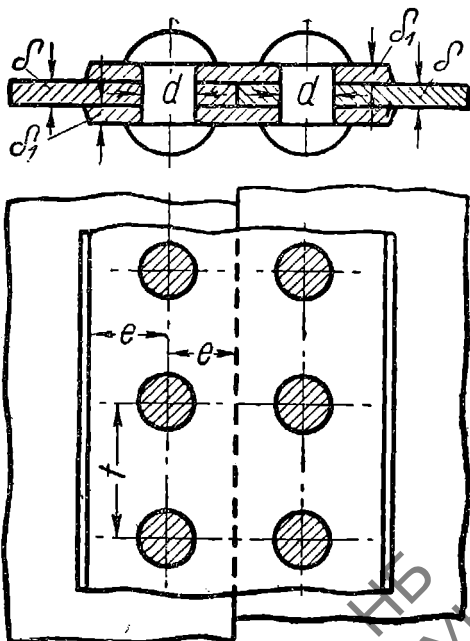


Рис. 146

Помимо этого шов может получить и другой вид, устраняющий дорогую операцию образования вырезов. Для той цели придется лишь ввести накладки различной ширины (рис. 150) и разместить заклепки подобно предыдущему.

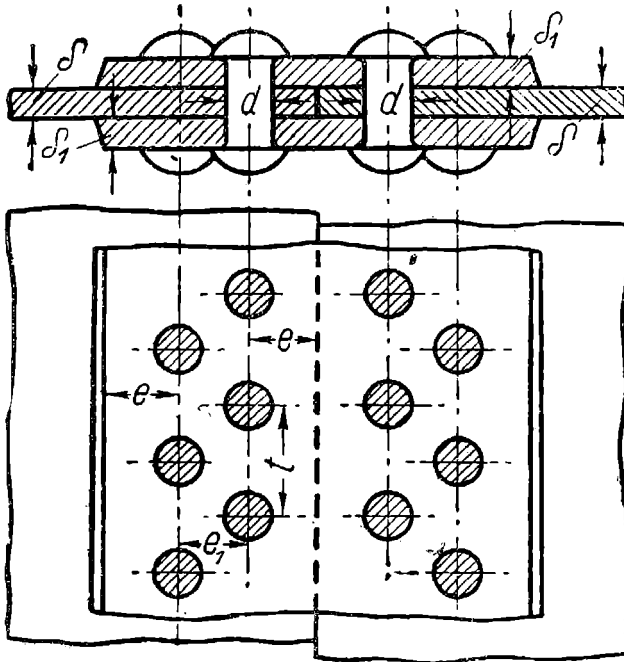


Рис. 147

кусков настолько сближаются, что вступают в молекулярное сцепление, образуя однородное целое на месте сварки.

Соответственно этому приходится рассматривать сварку двух видов — сварка при тестообразном состоянии и при расплавленном.

Сварка при тестообразном состоянии включает в себя обыкновенную кузнечную сварку и сварку электрическую — с сопротивлением, когда через медные зажимы соединяемых частей пропускается электрический ток.

Сварка при расплавленном состоянии включает в себя все виды автогенной сварки, выполняемой при помощи газового пламени (светильный газ с кислородом, водород с кислородом, ацетилен с кислородом и т. п.)

Сварные швы имеют разновидности, соответственно которым надо различать

швы — $\left\{ \begin{array}{l} \text{встык,} \\ \text{внахлестку,} \\ \text{с накладкой,} \\ \text{точечные.} \end{array} \right.$

§ 52. Сварные швы.

Соединение отдельных частей вышеуказанным способом без участия заклепок, а лишь при помощи сварки, приводит к образованию сварных швов.

Сваркой считается операция, при помощи которой две части однородного материала, будучи нагреты до температуры сварочного жара (примерно, около 1600°C) и пришедшие соответственно этому в мягкое (тестообразное) или расплавленное состояние, прижимаются друг к другу значительным усилием (давление прессы, удары молотом), в результате чего частицы

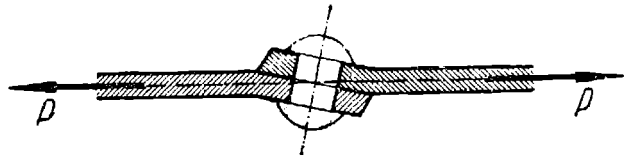


Рис. 148

НВ
УДУНТ
(ДИТ)

Сварные швы в стык получаются путем одностороннего (рис. 151) или двухстороннего (рис. 152) скашивания их кромок, сближаемых затем на некоторое расстояние, после чего этот промежуток заполняется расплавленным при помощи вольтовой дуги концом железного электрода. Двухсторонний скос листов выгодно применять для листов толщиной > 20 мм.

Следует заметить, что при соединении листов тонкого железа упомянутая сварка может быть проведена за один проход (рис. 153а), в то время как при толщине свыше 5 мм сварку приходится приводить в несколько про-

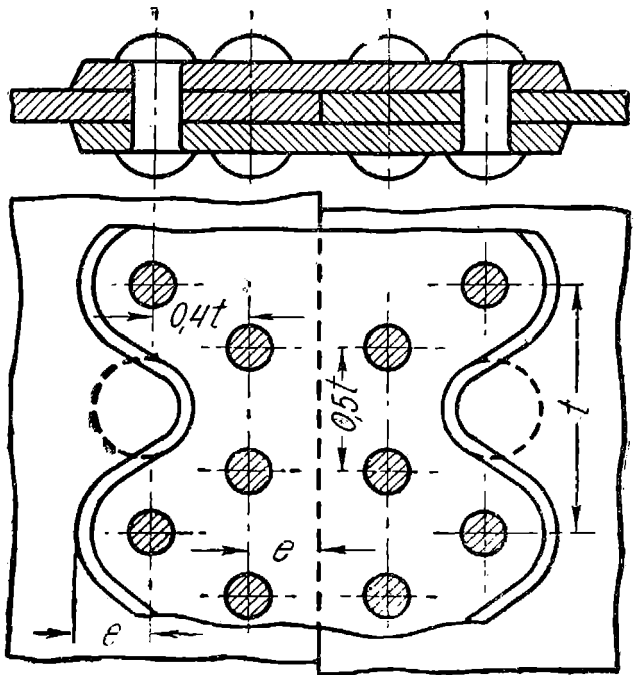


Рис. 149

по тп

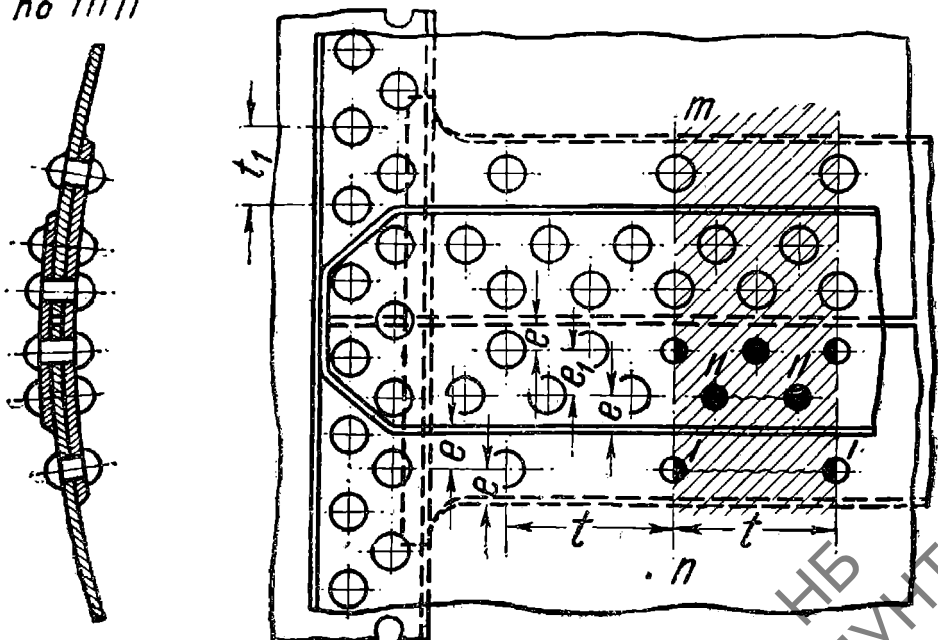


Рис. 150

НБ
УДУИТ
(ДИТ)
117

ходов, предварительно очищая специальной щеткой каждый предыдущий приваренный слой и образуя затем последующий повторным проходом, благодаря чему заполнение промежутка окажется многослойным (рис. 153б), а шов получится более прочным.

Шов внахлестку получается согласно рис. 154, где указан шов с двухсторонней сваркой; при односторонней же сварке последняя производится обычно вдоль наружной кромки листа. Сварные швы внахлестку выигрывают сравнительно с заклепочными в смысле уменьшения веса соединения в целом.

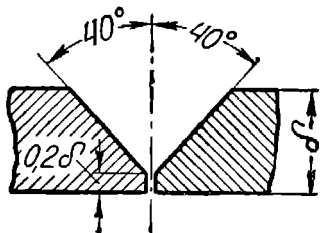


Рис. 151

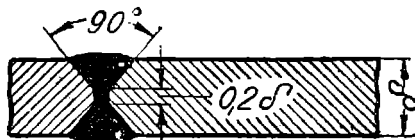


Рис. 152

Швы с накладками приведены на рис. 155, 156 а и б и 157, где на первом изображен односторонний шов с одной накладкой, на втором — двухсторонний и на последнем — с двумя накладками, причем длина l перекрытия кромок выбирается в зависимости от толщины листа δ соответственно таблице (в мм).

Толщина δ . . .	10	15	20	25
Длина l	57	64	70	75

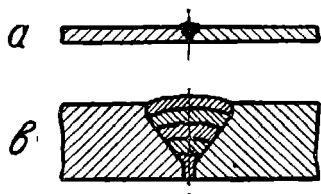


Рис. 153

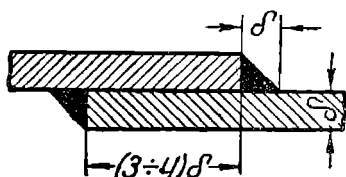


Рис. 154

Точечная сварка производится на специальных машинах (рис. 158), где предварительно сложенные листы C сжимаются в местах сварки между электродами A и B , из которых электрод A является неподвижным, а B подвижным, приводясь в движение педалью. При пропускании электрического тока в момент замыкания электродов происходит сварка именно в этих местах (точки), расстояния между которыми могут быть изменяемы согласно потребности при сварке.

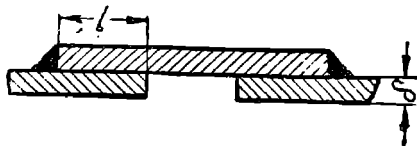


Рис. 155

На рис. 159 показан полученный таким образом точечный шов, у которого места сварки (точки) обозначены буквами a . Расстояние между этими точками (шаг) обычно берется втрое более диаметра сварной площадки.

$$t = 3d,$$

в то время как

$$d = 2\delta,$$

где δ — толщина листа, изменяющаяся, вообще говоря, в пределах не свыше 20 мм.

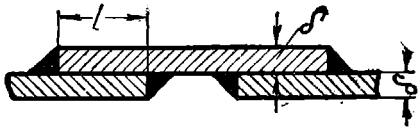


Рис. 156 а



Рис. 156 б

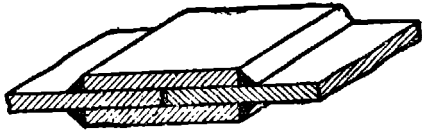


Рис. 157

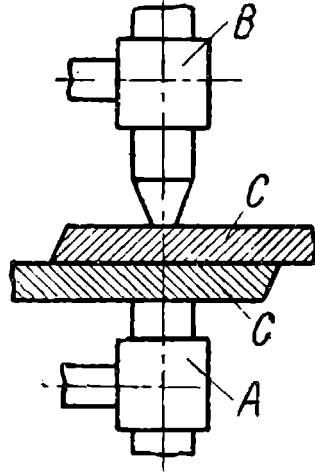


Рис. 158

Сближая между собою сварные пункты (точки), можно подойти к осуществлению непрерывной заварки (рис. 160) при последовательном перекрытии площадок сварки, а при замене электродов вращающимися роликами можно получить сплошной сварной шов определенной ширины b , связанной с толщиной листа δ зависимо-
стью

$$b = (1,5 \div 2) \delta.$$

Роликовая электро-сварка может быть применена для листов толщиной не свыше 10 мм, обеспечивая в этих пределах достаточную плотность и прочность шва.

На рис. 161 показан сплошной шов роликовой электросварки, который скомбинирован со сварным швом внахлестку.

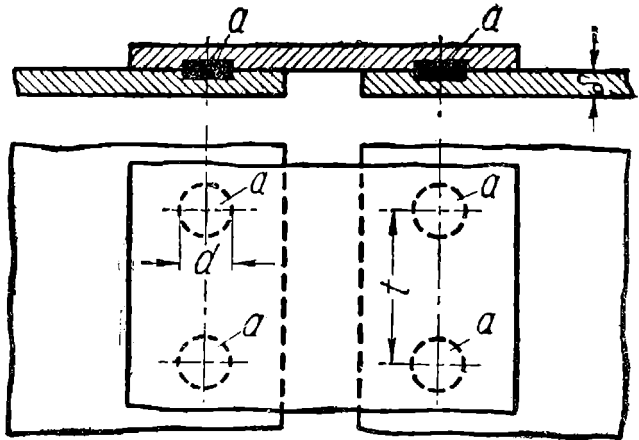


Рис. 159

§ 53. Вопросы для самопроверки.

- 1) Охарактеризовать конструктивный вид заклепки вообще.
- 2) Перечислить виды заклепок соответственно формам головки их.
- 3) Какой недостаток на стороне потайных заклепочных головок?
- 4) Как осуществляется сопряжение стержня заклепки с полукруглой головкой ее по ОСТ?
- 5) Из какого материала изготавливаются заклепки?
- 6) В чем заключается операция клепки?
- 7) Перечислить и провести сравнительную оценку способов получения заклепочных отверстий.
- 8) В каких случаях недопустима горячая клепка и почему?
- 9) Сравнить между собой ручную и машинную клепку.
- 10) Чем можно достичь уплотнения шва?
- 11) Для чего кромки соединяемых заклепками листов имеют часто скос?
- 12) Что называется заклепочным швом?
- 13) Перечислить характерные типы заклепочных швов.
- 14) Какой из перечисленных швов будет двухсрезым?
- 15) Указать недостаток шва внахлестку.

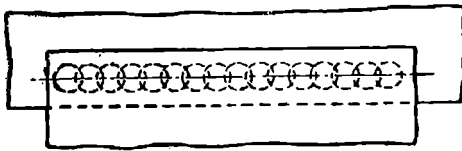


Рис. 160

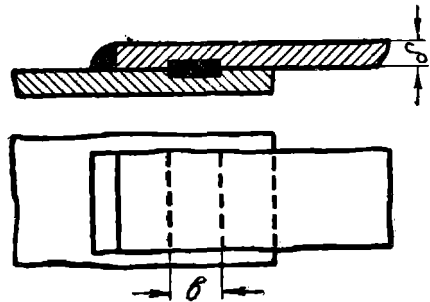


Рис. 161

- 16) Есть ли преимущественные выгоды и какие именно при шахматном расположении заклепок сравнительно с расположением параллельными рядами?
- 17) Для чего иногда делают фасонные вырезы на кромках накладок многорядных швов?
- 18) Как выполняются сварные швы?
- 19) Перечислить виды сварных швов?
- 20) Произвести сравнительную оценку сварных и заклепочных швов.
- 21) Как выполняются сварные швы встык для тонких и толстых листов?
- 22) Как выполняется точечный сварной шов?
- 23) Как выполняется сплошной шов роликовой электросварки?

Задание 10.

ПРОЧНАЯ КЛЕПКА.

§ 54. Заклепочные швы прочной клепки и расчет их.

Прочная клепка стремится дать так называемый прочный шов, который мог бы в достаточной степени сопротивляться действующим на него силам. Соответственно этому примерами прочной клепки можно привести клепку балок, колонн и других частей железных гражданских сооружений. Прочные заклепочные швы могут приниматься без подчеканки.

Переходя к расчету прочных заклепочных швов, придется заметить, что размеры последних определяются соответственно толщине соединяемых частей, величина которых определена предварительно, исходя из условий назначения и нагрузки данного соединения. Относительная зависимость размеров шва от

диаметра заклепок, а следовательно и толщины листа, основывается на результатах расчета на прочность, в предположении тех или других возможных деформаций шва под действием одной и той же силы, что дает возможность сопоставить между собой условия сопротивляемости шва и отсюда уже получить относительные размеры его.

На основании этого замечания выводим относительные размерные зависимости для различных прочных швов следующим образом.

1. Однорядный шов внахлестку (рис. 162). Если δ — толщина соединяемых листов, d — диаметр заклепки, t — заклепочный шаг, e — расстояние оси заклепки от ближайшей кромки листа, n — число заклепок шва, P — суммарное усилие, приходящееся на данный шов, то, предполагая силу P равномерно распределенной на участках шва шириною t , получим нагрузку, приходящуюся на каждый участок, равный

$$\frac{P}{n},$$

после чего будем иметь:

а) условие сопротивляемости листа разрыву в ослабленном сечении

$$\frac{P}{n} \leq (t-d) \cdot \delta \cdot R_z, \quad (54)$$

где R_z — допускаемое напряжение при растяжении для железного листа;

б) условие сопротивляемости заклепок срезу

$$\frac{P}{n} \leq \frac{\pi d^2}{4} R_s, \quad (55)$$

где R_s — допускаемое напряжение при срезе для заклепки;

в) условие сопротивляемости листа смятию заклепками (рис. 163)

$$\frac{P}{n} \leq d \cdot \delta \cdot R'_d, \quad (56)$$

где внутренние силы противодействия отнесены к площади диаметрального сечения заклепки в предположении равномерного распределения их при допускаемом напряжении R'_d .

г) условие сопротивляемости листа срезу между заклепками и ближайшей кромкой листа (рис. 164)

$$\frac{P}{n} \leq 2 \left(e - \frac{d}{2} \right) \delta \cdot R'_s, \quad (57)$$

где $(R'_s)'$ — допускаемое напряжение при срезе для листа.

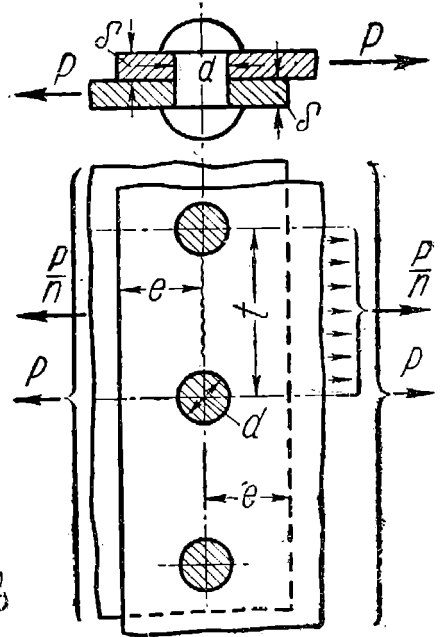


Рис. 162

НБ
УДУИТ
(ДУИТ)

Сопоставляя соотношения (56) и (55), получаем:

$$\frac{\pi d^2}{4} R_s = d \cdot \delta \cdot R_d',$$

или при

$$R_s \approx R_z \text{ и } R_d' \approx 1,5 R_z$$

имеем

$$\frac{\pi d^2}{4} \cdot R_z = d \cdot \delta \cdot 1,5 R_z$$

откуда

$$d \approx 1,9 \delta;$$

берут же обычно для прочных швов

$$d = 2\delta.$$

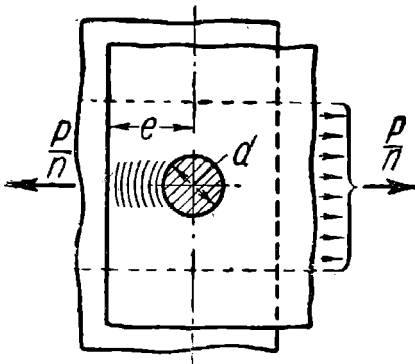


Рис. 163

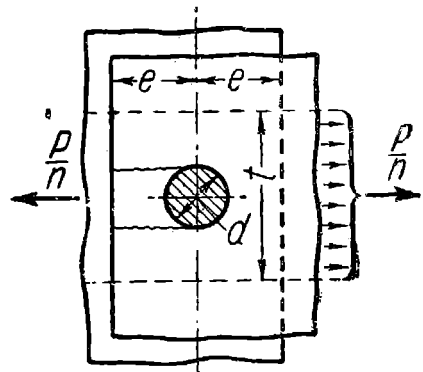


Рис. 164

Сопоставляя соотношения (54) и (56), получаем

$$(t - d) \delta \cdot R_z = d \cdot \delta \cdot R_d',$$

или

$$(t - d) \delta \cdot R_z = d \cdot \delta \cdot 1,5 R'$$

откуда

$$t = 2,5 d,$$

но для более удобного образования головок при клепке этот размер обычно увеличивают, варьируя для прочных швов в пределах

$$t = (3 \div 6) d,$$

что выгодно в смысле увеличения коэффициента прочности шва, как увидим ниже.

Наконец, сопоставляя соотношения (57) и (55), получаем

$$2 \left(e - \frac{d}{2} \right) \delta \cdot R_s' \frac{\pi d^2}{4} R_s$$

или, допуская для материала листа и заклепок

$$R_s = R_s',$$

будем при

$$\delta = \frac{d}{2}$$

иметь

$$2 \left(e - \frac{d}{2} \right) \cdot \frac{d}{2} \cdot R_s' = \frac{\pi d^2}{4} R_s$$

откуда

$$e \approx 1,28 d,$$

причем для прочных швов обычно принимают

$$e = 1,5d.$$

Заклепочные отверстия вызывают безусловное ослабление листа, величина коего оценивается коэффициентом прочности шва, представление же о последнем получается из рис. 165.

Если обозначить напряжение в ослабленном сечении $m_1 n_1$ через σ_1 , а в цельном сечении $m_2 n_2$ через σ_2 , то получим величины их соответственно равные

$$\sigma_1 = \frac{\frac{P}{n}}{(t-d)\delta}$$

и

$$\sigma_2 = \frac{\frac{P}{n}}{t\delta},$$

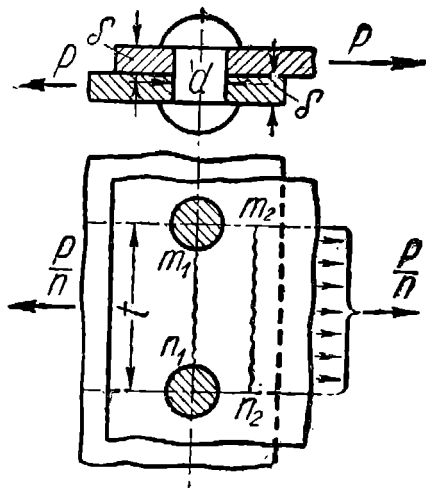


Рис. 165

после чего коэффициент прочности шва получит выражение

$$\eta = \frac{\sigma_1}{\sigma_2} = \frac{(t-d)}{t}. \quad (58)$$

Следовательно коэффициент прочности заклепочного шва представляет собою отношение действительных напряжений в ослабленном и цельном сечениях листа.

В частности для данного типа шва при $t = 3d$ имеем коэффициент прочности шва равным

$$\eta = \frac{t-d}{t} = \frac{3d-d}{3d} = \frac{2}{3} \approx 0,67$$

При проверке шва на прочность необходимо добиваться выполнения условия

$$\eta \geq \varphi,$$

НЕ
УДУТ
(ДИТ)

где η — действительный коэффициент прочности, φ — допускаемый коэффициент прочности.

2. Двухрядный шов внахлестку (рис. 143). Составляя уравнения прочности при учете тех же деформаций, что и для предыдущего шва, получим лишь новое выражение для сопротивляемости заклепок срезу, так как на участок шва шириною t попадают уже 2 заклепки, соответственно чему будем иметь

$$\frac{P}{n} \leq 2 \cdot \frac{\pi d^2}{4} R_s. \quad (59)$$

Сопоставляя же затем это соотношение с соотношением (54), получаем

$$(t - d) \delta \cdot R_z = 2 \cdot \frac{\pi d^2}{4} R_s$$

или при

$$R_s \approx R_z$$

и

$$\delta = \frac{d}{2}$$

получим

$$t = 4,14 \approx 4d,$$

соответственно чему коэффициент прочности получается равным

$$\eta = \frac{t - d}{t} = \frac{4d - d}{4d} = \frac{3}{4} = 0,75,$$

т. е. шов оказывается прочнее предыдущего.

Что касается такого же шва, но при шахматном расположении заклепок, то наиболее интересным для нас размером является расстояние e_1 между смежными рядами заклепок (рис. 166), которое определяют, включая расстояние e_2 между центрами ближайших заклепок в смежных рядах из условия равенства сопротивляемости разрыву листа по линии ABC и линии AC , соответственно чему получаем соотношение

$$2(e_2 - d) \delta \cdot R_z' = (t - d) \delta \cdot R_z'$$

или, принимая для косога сечения AB или BC допускаемое напряжение равным

$$R_z' = \frac{4}{5} R_z'$$

получим

$$2(e_2 - d) \delta \cdot \frac{4}{5} R_z' = (t - d) \delta \cdot R_z'$$

откуда

$$e_2 = \frac{5}{8} t + \frac{3}{8} d,$$

а потому

$$e_1 = \sqrt{e_2^2 - \left(\frac{t}{2}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{5}{8}t + \frac{3}{8}d\right)^2 - \left(\frac{t}{2}\right)^2}$$

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

или при определенной выше величине

$$t = 4d$$

получим

$$e_1 \approx 2d.$$

3. **Однорядный шов с накладкой (рис. 145).** Этот шов получает те же размеры, что и шов внахлестку, причем толщина накладки δ_1 делается обычно больше толщины δ листа на $\frac{1}{8}$ часть последней. То же самое можно

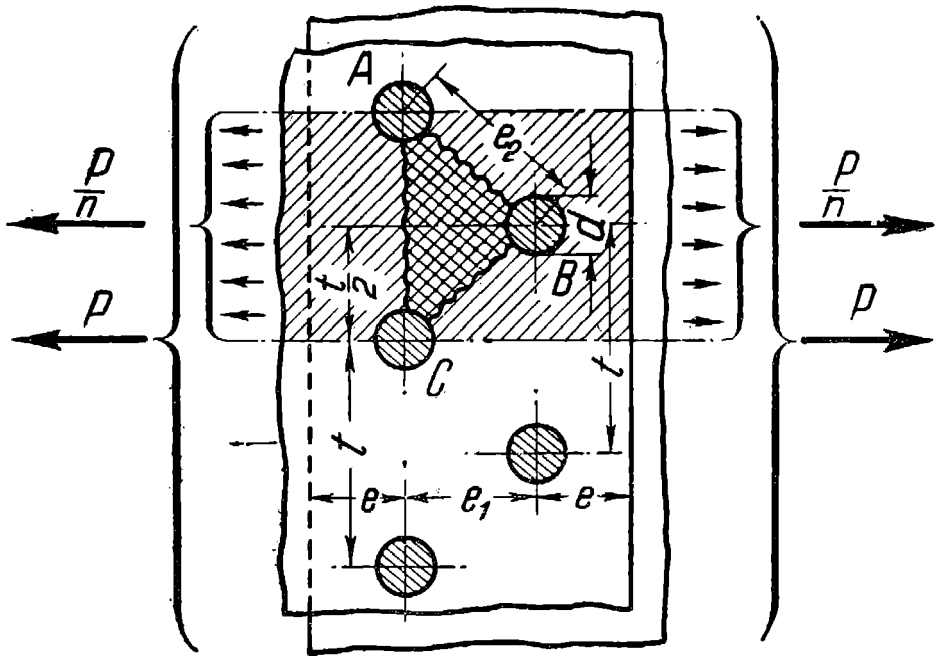


Рис. 166

сказать и про швы с накладкой при числе рядов более одного, сравнивая их с соответствующими швами внахлестку.

4. **Однорядный шов с двумя накладками (рис. 146).** В швах с двумя накладками толщину накладок δ_1 принимают меньше толщины δ листов, примерно на $\frac{3}{8}$ части последней. При расчете же этого шва придется принимать во внимание, что здесь заклепки являются двухсрезными, соответственно чему равенство условий сопротивляемости листа разрыву и заклепок срезу приведет к зависимости

$$(t - d) \delta \cdot R_z = 2 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot R_s,$$

где для этих швов можно принять

$$d = 1,5 \delta,$$

что при допущении

$$R_s \approx R_z$$

даст

$$(t-d) \frac{d}{1,5} R_z = 2 \frac{\pi d^2}{4} \cdot R_z$$

откуда

$$t \approx 3,35 d.$$

5. Двухрядный шов с двумя накладками (рис. 147). Принимая во внимание, что на ширине участка величиною t помещаются 2 заклепки, получаем равенство условий сопротивляемости листа разрыву и заклепок срезу

$$(t-d) \delta \cdot R_z = 2 \cdot 2 \frac{\pi d^2}{4} R_s,$$

что при

$$R_s = R_z$$

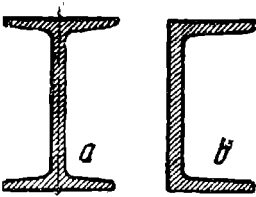


Рис. 167

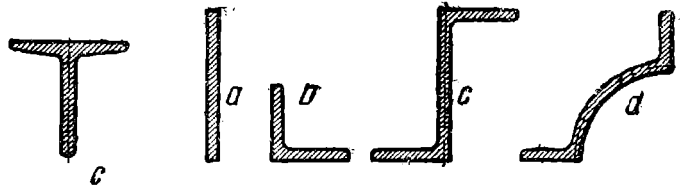


Рис. 168

и

$$d = 1,5 \delta$$

приведет к зависимости

$$(t-d) \cdot \frac{d}{1,5} = 2 \cdot 2 \frac{\pi d^2}{4},$$

откуда

$$t = 5,7d \approx 6d.$$

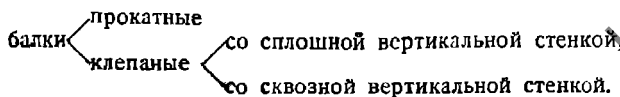
Толщина δ_1 накладок принимается соответственно толщине δ листа равной

$$\delta_1 = \left(\frac{2}{3} \div \frac{5}{8} \right) \delta.$$

§ 55. Балки и конструктивные виды их.

Под именем балок подразумеваются стержни того или другого поперечного сечения, свободно лежащие на опорах или закрепленные одним или двумя своими концами и несущие по своей длине нагрузку, подчиненную известным условиям.

В смысле общего конструктивного оформления балки приходится подразделять на

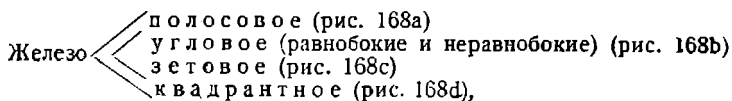


НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Прокатные балки имеют наиболее распространенными видами своего поперечного сечения — двутавровое (рис. 167а), швеллерное (рис. 167б) и тавровое (рис. 167с), могут применяться целиком в пределах сортаментного своего сечения и длины.

В случае несоответствия сортаментных размеров балки требованиям действительности приходится составлять ее из частей фасонного железа путем клепки, отчего получаются клепаные балки.

Основными видами фасонного железа, употребляемого в гражданских сооружениях вообще и при клепке балок в частности, являются —



если не касаться вышеупомянутых видов, могущих идти непосредственно в качестве балок.

При наличии фасонного железа можно получить клепаную балку двутаврового сечения, составляя ее из вертикальной стенки (полосовое железо), двух пар углового железа (поясные уголки) и одной или нескольких пар полосового железа, идущего на образование верхнего и нижнего поясов сечения (рис. 169). Такая балка будет относиться к группе клепаных балок со сплошной вертикальной стенкой. Подобным образом можно было бы составить и балки таврового и швеллерного профиля.

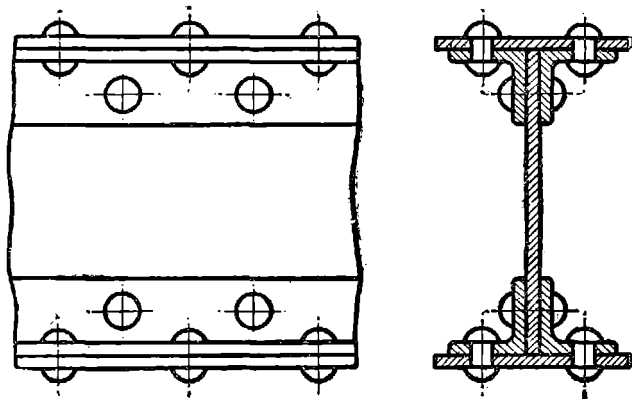


Рис. 169

Балки, у которых вертикальная стенка заменена системой стержней (раскосы, стойки), относятся уже к группе балок со сквозной вертикальной стенкой (рис. 170), нося еще название решетчатых балок.

Рассматривая клепаные балки со сплошной вертикальной стенкой и в частности балку двутаврового сечения, необходимо обратить внимание на случай значительной длины ее, когда составные части приходится в свою очередь составлять из отдельных частей, перекрывая места соединения их, называемые стыками, специальными накладками.

Соответственно этому на рис. 171 указаны: стык вертикальной стенки А, перекрываемый накладками с обеих сторон ее, стык поясных листов В и стык поясных уголков С, перекрываемый уголками-накладками. Помимо этого балка по всей своей длине имеет уголки жесткости Е, которые ставятся на расстоянии $(1 \div 1,5) \lambda$ друг от друга и предохраняют вертикальную стенку от возможной деформации (выпучины) — продольного изгиба.

Балки со сквозной вертикальной стенкой (решетчатые) имеют основной своей частью стержни *B* (рис. 172), связывающие верхний и нижний пояса *A*, причем места соединения *C* концов стержней с поясами называются узлами и рассматриваются как шарнирные соединения.

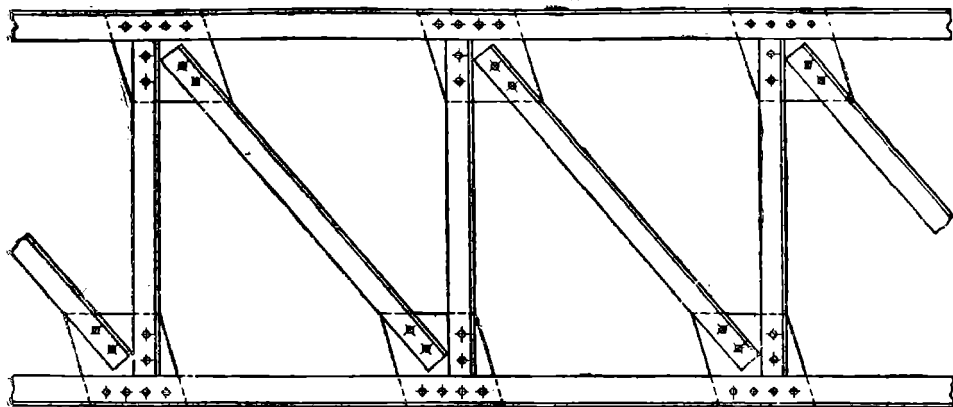


Рис. 170

Пояса на местах образования узлов перекрываются обычно накладками *D*. Соединение же концов стержней с поясами осуществляется при помощи промежуточных фасонных железных пластинок *C*, называемых косынками.

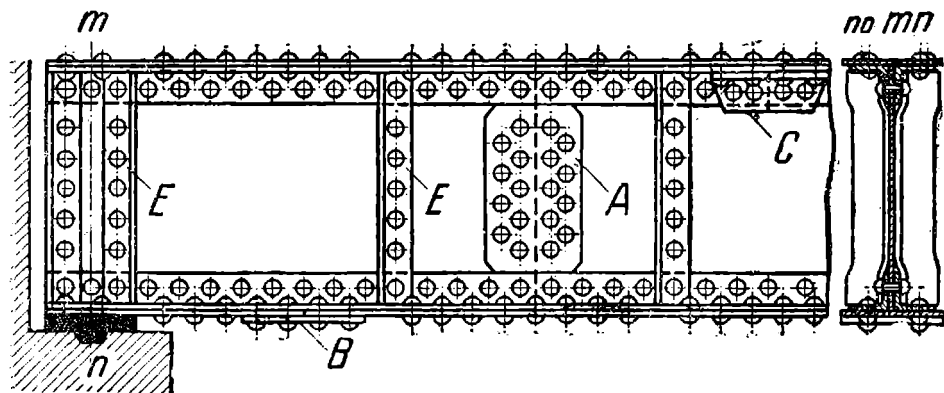


Рис. 171

В основу образования узлов положены следующие требования:

а) сечения стержней должны быть симметричны относительно вертикальной оси их,

б) осевые линии стержней, составляющих узел, должны сходиться обязательно в одной точке *a*, причем осевые линии считаются расположенными в плоскости местоположения центров тяжести поперечных сечений профиля.

Следует заметить, что из-за невозможности образования головок заклепок при клепке узлов со стержнями из углового железа (рис. 173) не предста-

УДНТ
(ДИТ)

вляется возможности расположить их по осевой линии aa , почему и размещают их по линии bb , что влечет образование пары сил с моментом, соответствующим расстоянию между этими осями, действие которой можно учесть при расчете уменьшением величины допускаемого напряжения.

На рис. 174 показан сварной (крайний левый) узел решетчатой балки таврового сечения, осуществленный при помощи уголков. Два уголка A ,

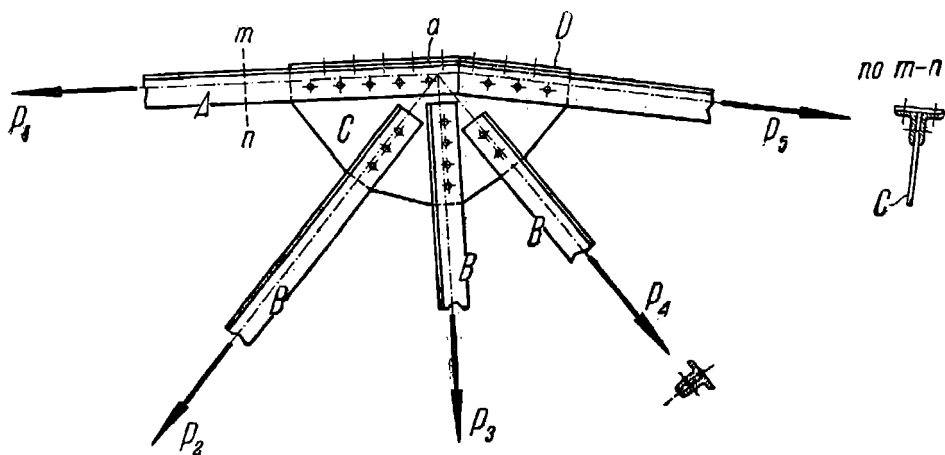


Рис. 172

образующие верхний пояс, соединяются сварными схватками длиной 40 мм каждая с интервалами в 100 мм, причем на месте образования узла к ним приваривается косынка C , к которой в свою очередь прикрепляются путем сварки стержни B_1, B_2 (раскосы) и B_3 (стойка), составленные из двух уголков каждый. Уголки раскосов соединяются между собой по длине также сварными схватками. Легкость и простота приведенного сварного узла сравнительно с заклепочным очевидна.

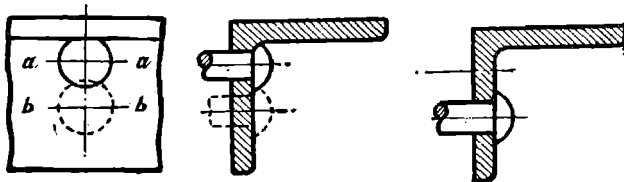


Рис. 173

§ 56. Клепка стыковых соединений фасонного железа.

Характерными стыковыми соединениями отдельных частей являются соединения концевые и промежуточные.

На рис. 175 показано заклепочное концевое соединение полос A и B при помощи накладки C , а на рис. 176 промежуточное соединение полос A и B при помощи пары уголков C .

Рис. 177а и б представляет концевое соединение частей A и B углового железа при помощи накладок C , в то время как рис. 178 дает промежуточное соединение частей A и B того же профиля при помощи накладки C и уголка D .

На рис. 179 показано стыковое соединение частей A и B двутаврового

сечения при помощи уголков *C*, а на рис. 180 соединение частей *A* и *B* швеллерного профиля при помощи накладок *C* и уголка *D*.

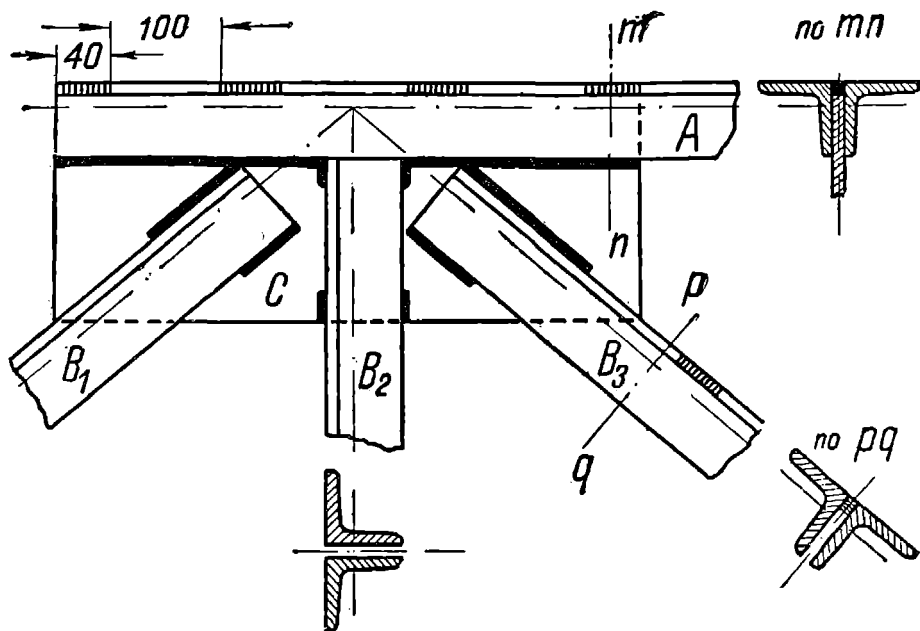


Рис. 174

Наконец рис. 181 дает соединение швеллерного железа *A* с двутавровым *B* при помощи уголков *D* и накладок *C*.

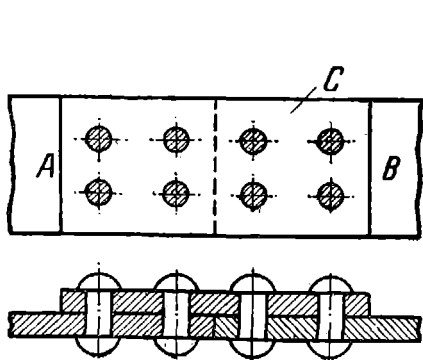


Рис. 175

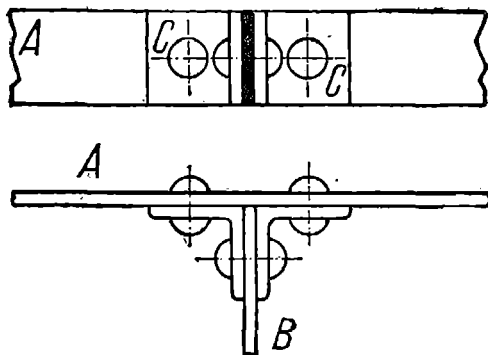


Рис. 176

Представленные случаи соединения не являются исключительными и допускают те или иные варианты соответственно условиям их образования.

Параллельно рассмотрению соединений частей при помощи заклепок обратим внимание и на соединения при помощи сварки, благодаря которой кон-

УДК
(ДИТ)

струкция приобретает легкость, не говоря уже об увеличении скорости образования этих соединений.

На рис. 182 показан самый простой способ соединения сваркой двух частей полосового железа, а на рис. 183 способ промежуточного соединения частей *A* и *B* железа того же профиля с помощью приваренного уголка *C*,

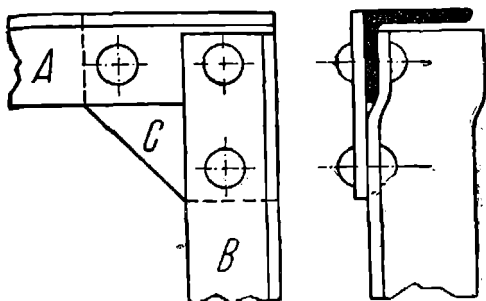


Рис. 177а

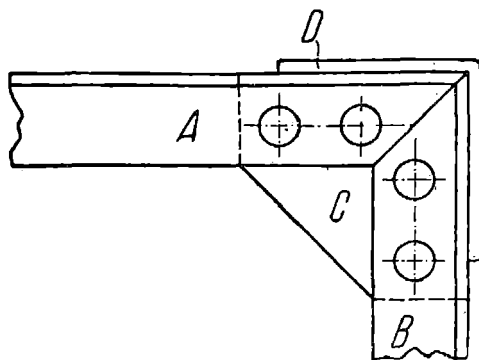


Рис. 177 б

причем сварка проведена не по всей длине последнего, а лишь в некоторых местах (сварка с х в а т к а м и).

Рис. 184 *a* дает представление о соединении полосового железа при помощи приклепываемого к ним уголка *D* и вместе с тем более простой случай *b* соединения путем сварки.

Сопоставление случая заклепочного соединения частей *A* и *B* при помощи уголков *C* (рис. 185а) со случаем того же соединения, но при помощи сварки (рис. 185 б), ясно показывает все выгоды со стороны последнего.

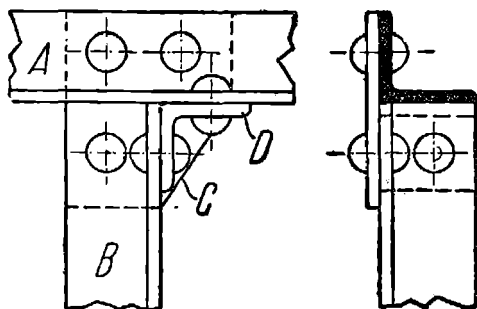


Рис. 178

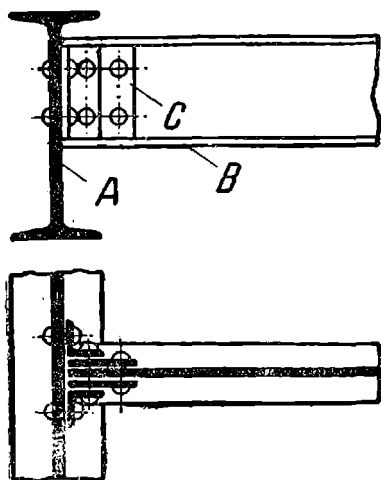


Рис. 179

§ 57. Расчет заклепочных швов на стыковых соединениях фасонного железа.

Если (рис. 186) P — действующая сила, d — диаметр заклепки, b и δ — ширина и толщина полосы железа, n — число заклепок, то в случае односрезных

УДАНЬ
(ДИТ)

швов необходимое число заклепок n для соединения находим из условия сопротивляемости заклепок срезу

$$P \leq n \cdot \frac{\pi d^2}{4} R_s$$

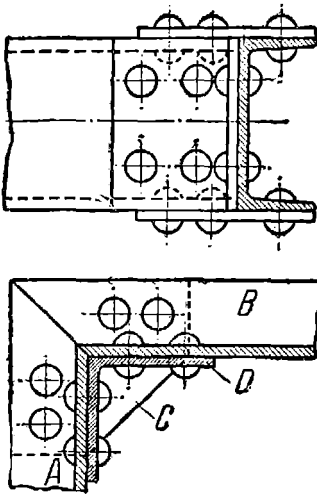


Рис. 180

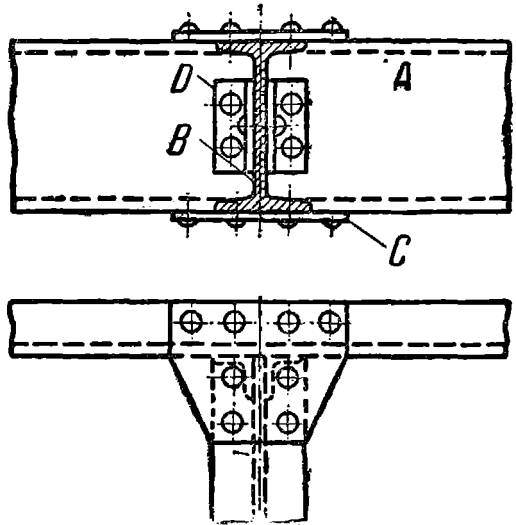


Рис. 181

откуда

$$n \geq \frac{4P}{\pi d^2 R_s} \quad (60)$$

причем диаметр заклепок берется вдвое больше толщины одного из более тонких соединяемых листов, сообразуясь однако с нормами ОСТ для заклепок вообще.

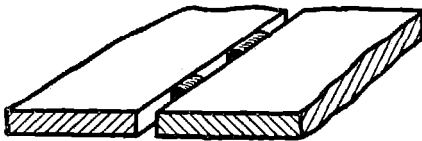


Рис. 182

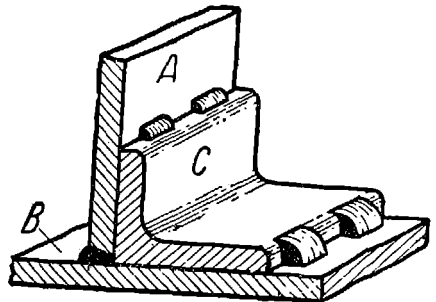


Рис. 183

При двухсрезных швах (рис. 187) число заклепок найдется из того же условия сопротивляемости, но при учете двойного среза, соответственно чему

$$P \leq n \cdot \frac{2\pi d^2}{4} \cdot R_s$$

$$n \geq \frac{2P}{\pi d^2 R_s},$$

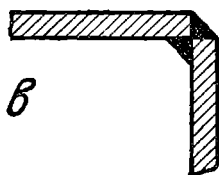
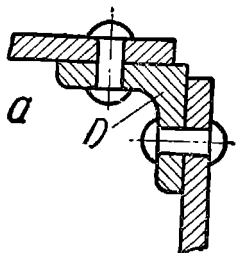


Рис. 184

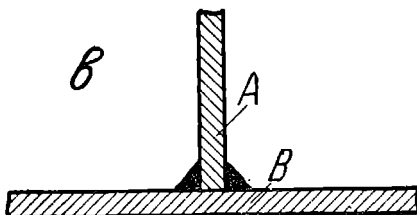
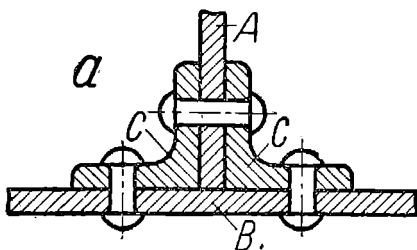


Рис. 185

где можно допускать для железных заклепок (мягкая сталь)

$$R_s = (500 \div 1000) \text{ кг/см}^2.$$

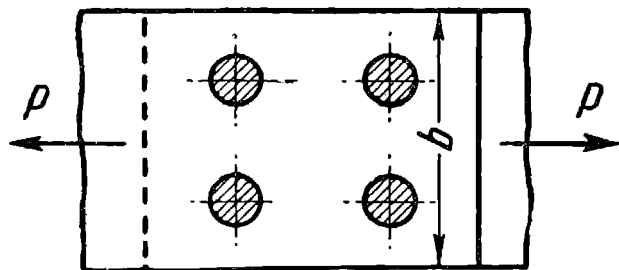
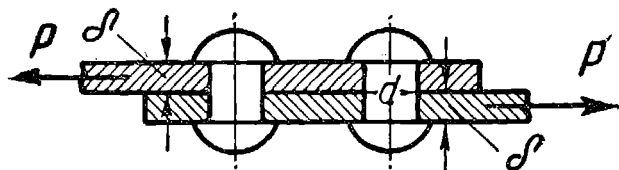


Рис. 186

Определенное таким образом число заклепок необходимо проверить на сопротивляемость соединяемых листов смятию, соответственно общему для обоих случаев соотношению

$$\sigma = \frac{P}{n \cdot d \delta} \leq R'_d, \quad (62)$$

где

$$R'_d = (1200 \div 2000) \text{ кг/см}^2.$$

§ 58. Расчет балок со сплошной вертикальной стенкой.

Расчет балок обычно ведется по наибольшему изгибающему моменту, соответственно которому и подбирается потребный номер профиля в случае прокатных балок, или же подбирается сечение из частей фасонного железа

при составных (клепаных) балках. Переходя к непосредственному расчету балок, обратим внимание на расчет балок как прокатных, так и клепаных.

1. Прокатные балки. Если (рис. 187) L — расстояние между опорами балки (расчетный пролет), P — сосредоточенная сила, a — расстояние, ее от левой опоры, то опорные реакции примут величины для левой опоры

$$A = \frac{P(L-a)}{L}$$

и для правой опоры

$$B = \frac{Pa}{L}$$

Изгибающий момент для сечения C окажется равным

$$M_{из} A_a = \frac{P(L-a)}{L} \cdot a,$$

соответственно чему из уравнения прочности при изгибе определим момент сопротивления сечения

$$W \geq \frac{M_{из}}{R_b} = \frac{P(L-a) \cdot a}{L \cdot R_b},$$

откуда уже при выбранной величине R_b , пользуясь сортаментом, можно найти и соответствующий номер профиля.

2. Клепаные балки.

При расчете клепаных балок исходной величиной обычно является расчетный пролет L , величина которого

связана с пролетом „в свету“ l (рис. 189) соотношением

$$L = (1,01 l + 42 \text{ см}),$$

причем высота балки h выбирается тогда в пределах

$$h = \left(\frac{1}{7} \div \frac{1}{12} \right) L \quad (\text{мостовые балки})$$

1 На рис. 188 опорные реакции надо обозначить через A и B .

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

$$h = \left(\frac{1}{15} \div \frac{1}{20} \right) L \quad (\text{обыкновенные потолочные балки}).$$

Исходя из условия сопротивляемости изгибу

$$M_{из} \leq WR_b$$

или

$$M_{из} \leq \frac{2J}{h} \cdot R_b$$

определяем для опасного сечения расчетный момент инерции

$$J \geq \frac{M_{из} \cdot h}{2 \cdot R_b}, \quad (63)$$

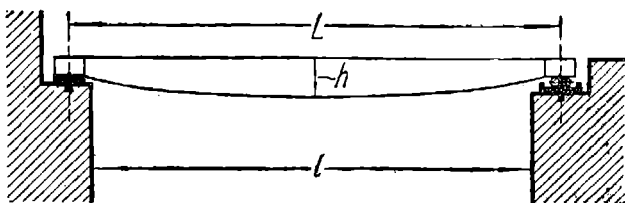


Рис. 189

который затем сопоставляем с вычисленным моментом инерции J_{net} (учтено ослабление заклепочными отверстиями) имеющегося сечения, причем для железа можно брать $R_b = (1000 \div 1200) \text{ кг/см}^2$ при гражданских сооружениях.

Для соблюдения условия прочности должна быть выполнена зависимость

$$J_{net} \geq J,$$

где

J — расчетный момент инерции.

Что касается момента инерции J_{net} , то для подобранного двутаврового профиля величина его получится из соотношения (рис. 190)

$$J_{net} = \frac{1}{12} [(b - 2d) \cdot h^3 - (b - b_1) \cdot h_1^3 - (b_1 - b_2 - 2d) \cdot h_2^3 - (b_2 - \delta) \cdot h_2^3].$$

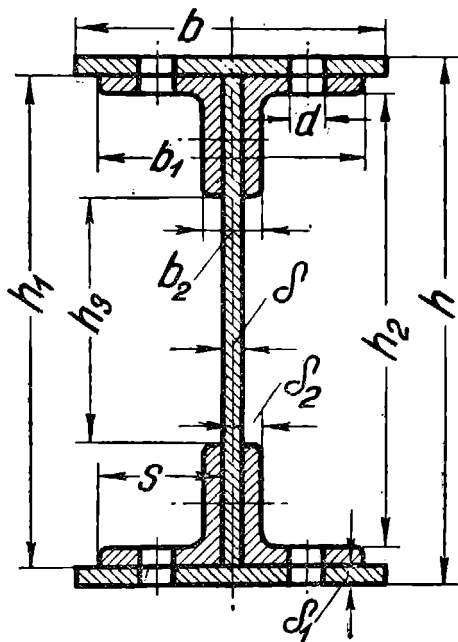


Рис. 190

§ 59. Расчет стыковых соединений клепаемых балок.

1. Стык вертикальной стенки (рис. 191) перекрывается накладками с обеих ее сторон, причем толщина накладок δ_1 может быть определена из

условия равенства сопротивляемости изгибу вертикальной стенки и двух накладок, которое при одинаковой величине R_b приводит к зависимости

$$\frac{\delta h^2}{6} = 2 \frac{\delta_1 h_2^2}{6},$$

НЕ
УДУНТ
(ДИТ)

откуда

$$\delta_1 = \frac{\delta}{2} \left(\frac{h_1}{h_2} \right)^2, \quad (64)$$

причем

h_1 — высота вертикальной стенки.

h_2 — накладки.

Заклепки для скрепления частей стыка подвергаются срезу от суммарного действия сил, соответствующих нормальным и касательным напряжениям в поперечном сечении стенки, возбуждаемых благодаря изгибу балки, что заставляет искать места для стыков на участках, где изгибающий момент имеет меньшую величину.

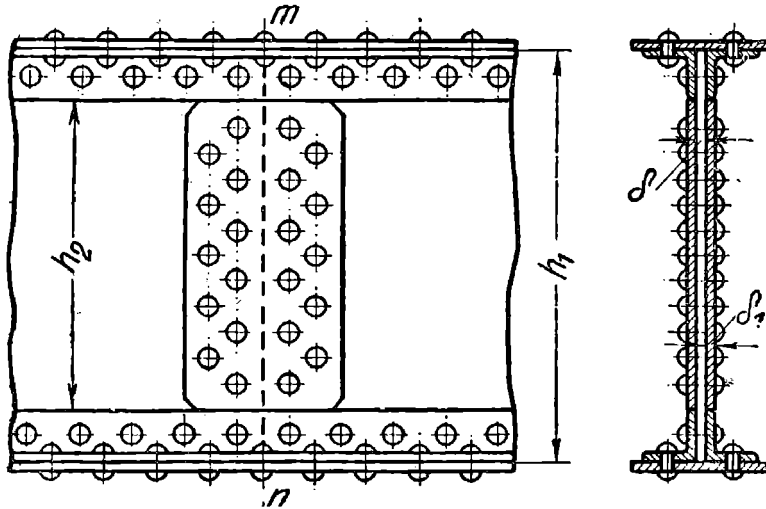


Рис. 191

Если T_1, T_2, \dots, T_n — силы сопротивления заклепок срезу, соответствующие нормальным напряжениям при изгибе балки, то для n заклепок, расположенных в верхней половине накладки левее стыка (рис. 192), должно иметь место равенство между суммарной силой сопротивляемости и нормальными напряжениями, распространенными на площадь поперечного сечения этой части накладки, а именно

$$T_1 + T_2 + \dots + T_n = \frac{\sigma \cdot h_2 \delta_1}{2 \cdot 2}, \quad (*)$$

причем напряжение σ может быть определено из соотношения

$$\sigma = \frac{M'_{из} \cdot h_1}{J' \cdot 2},$$

где $M'_{из}$ — часть полного изгибающего момента $M_{из}$ для этого сечения, приходящаяся на его вертикальную стенку.

УДКУНЬ
(ДИПТ)

Последняя величина может быть определена из соотношения

$$\frac{M_{из}}{M_{из}'} = \frac{J'}{J_{net}},$$

откуда

$$M_{из}' = M_{из} \frac{J'}{J_{net}},$$

если считать J_{net} моментом инерции данного сечения балки с учетом ослабления заклепочными отверстиями и J' — моментом инерции вертикальной стенки.

Принимая во внимание расстояние заклепок от нейтральной оси, можно для каждой пары смежных заклепок написать следующие пропорции (нормальные напряжения при изгибе прямо пропорциональны соответствующим расстояниям от нейтрального слоя)

$$\frac{T_n}{T_{n-1}} = \frac{\left(n - \frac{1}{2}\right) t}{\left(n - 1 \frac{1}{2}\right) t},$$

$$\frac{T_n}{T_{n-2}} = \frac{\left(n - \frac{1}{2}\right) t}{\left(n - 2 \frac{1}{2}\right) t},$$

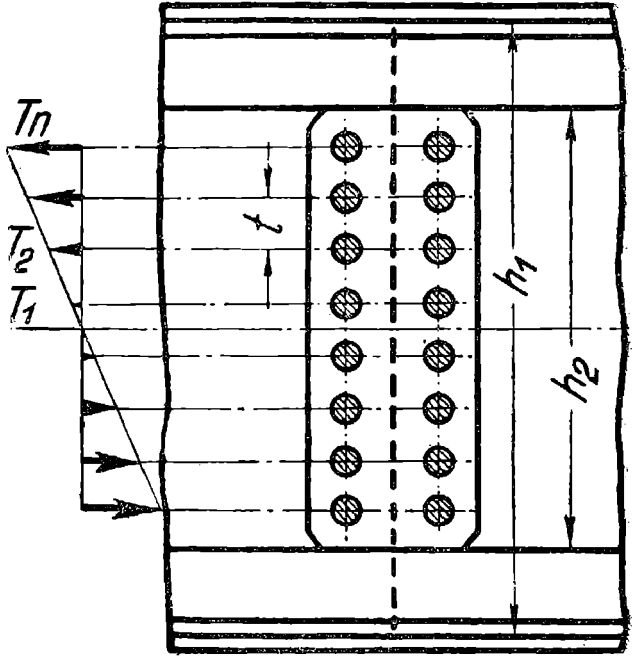


Рис. 192

$$\frac{T_n}{T_1} = \frac{\left(n - \frac{1}{2}\right) t}{\left(n - \frac{2n-1}{2}\right) t},$$

соответственно чему приходим к сумме

$$T_n + T_{n-1} + \dots + T_1 = T_n + T_n \frac{\left(n - 1 \frac{1}{2}\right)}{\left(n - \frac{1}{2}\right)} + \dots$$

НБ
УДУНТ
(ДНТ)

$$\begin{aligned}
& + T_n \frac{\left(n - 2 \frac{1}{2}\right)}{\left(n - \frac{1}{2}\right)} + T_n \frac{\left(n - \frac{2n-1}{2}\right)}{\left(n - \frac{1}{2}\right)} = \\
& = \frac{T_n}{\left(n - \frac{1}{2}\right)} \left[\left(n - \frac{1}{2}\right) + \left(n - 1 \frac{1}{2}\right) + \left(n - 2 \frac{1}{2}\right) + \right. \\
& \left. + \left(n - \frac{2n-1}{2}\right) \right] = \frac{T_n}{\left(n - \frac{1}{2}\right)} \left[n^2 - \left(\frac{1}{2} + 1 \frac{1}{2} + 2 + \right. \right. \\
& \left. \left. + \frac{2n-1}{2} \right) \right] = \frac{T_n}{\left(n - \frac{1}{2}\right)} \left[n^2 - \frac{\left(\frac{1}{2} + \frac{2n-1}{2}\right) n}{2} \right] = \frac{T_n}{\left(n - \frac{1}{2}\right)} \cdot \\
& \left(\frac{2n^2 - n^2}{2} \right) = \frac{2 T_n}{2n-1} \frac{n^2}{2}.
\end{aligned}$$

На основании же соотношения (*) получаем

$$\frac{T_n \cdot n^2}{2n-1} = \frac{\sigma h_2 \delta_1}{4},$$

откуда

$$T_n = \frac{(2n-1) \cdot \sigma h_2 \delta_1}{4 n^2}$$

или после подстановки значения σ имеем окончательно

$$T_n = \frac{(2n-1) h_2 \delta_1 M_{uz}' h_1}{8 n^2 \cdot J'} = \frac{(2n-1) h_2 \delta_1 M_{uz} h_1}{8 n^2 J_{net}}, \quad (65)$$

С другой стороны известно, что условие прочности при срезе, отнесенное к одному сечению заклепки (рассматривается лишь одна накладка), выражается

$$T_n \leq \frac{\pi d^2}{4} R_s, \quad 66$$

а потому по сопоставлении с соотношением (65) получаем

$$\frac{\pi d^2}{4} R_s \leq \frac{(2n-1) h_2 \delta_1 M_{uz} h_1}{8 n^2 J_{net}},$$

откуда при известном диаметре заклепок и известной величине допускаемого напряжения при срезе можно определить необходимое число заклепок n , которое придется отнести к верхней половине части накладки по одну сторону стыка. Следует заметить, что при подобном расчете принимают обычно

$$R_s = (500 \div 800) \text{ кг/см}^2.$$

Если определенное число заклепок нельзя разместить в одном ряду, то располагают их в два или три ряда, отчего накладки получают большую ширину.

Сила сопротивляемости заклепок срезу, соответствующая касательным напряжениям от изгиба, обычно имеет незначительную величину, но для более уверенного расчета желательно было бы учесть и ее.

Если обозначить срезывающую силу для данного сечения через Q , то принимая с известным приближением ее равномерно распределенной между $2n$ заклепок вертикального ряда, получим соответствующую дополнительную силу сопротивляемости заклепки

$$S = \frac{Q}{2n}, \quad (67)$$

где n — число заклепок, ориентировочно определенное из предыдущей формулы.¹ В таком случае равнодействующая срезывающая сила T_0 для заклепки определится путем геометрического сложения (рис. 193) и окажется равной

$$T_0 = \sqrt{T_n^2 + S^2},$$

после чего действительное число заклепок можно получить из того же уравнения (66) при подстановке лишь в него вместо T_n величины

$$T_0 \leq \frac{\pi d^2}{4} R_s. \quad (68)$$

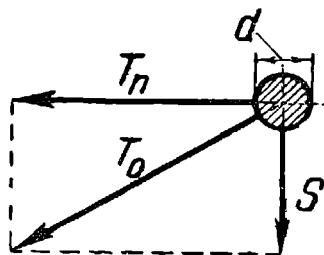


Рис. 193

Наконец, необходимо произвести проверку на сопротивляемость накладок смятию заклепками, которая должна привести к условию

$$\sigma = \frac{T_0}{n \cdot d \cdot \delta_1} \leq R'_d, \quad (69)$$

причем

$$R'_d = (1200 \div 2000) \text{ кг/см}^2.$$

2. Стык поясных уголков (рис. 194) осуществляется при помощи уголков-накладок a , причем он делается по обе стороны пояса не одновременно, а в разбег. Уголок-накладка представляет собою обыкновенный уголок того же номера или же меньшего, причем в последнем случае стороны уголка-накладки уже не могут свешиваться на стыках, как в первом случае (рис. 171).

Если d — диаметр заклепки, δ — толщина уголка-накладки, F — площадь поперечного сечения его, то, исходя из равенства условий сопротивляемости

¹ В действительности срезывающая сила в поперечном сечении при изгибе распределяется неравномерно, достигая большей величины у нейтрального слоя и меньшей в местах наибольшего удаления от этого слоя.

уголка-накладки разрыву в ослабленном сечении (рис. 195) и сопротивляемости заклепок срезу, получим соотношение.

$$(F - d\delta) R_z = n \cdot \frac{\pi d^2}{4} R_s,$$

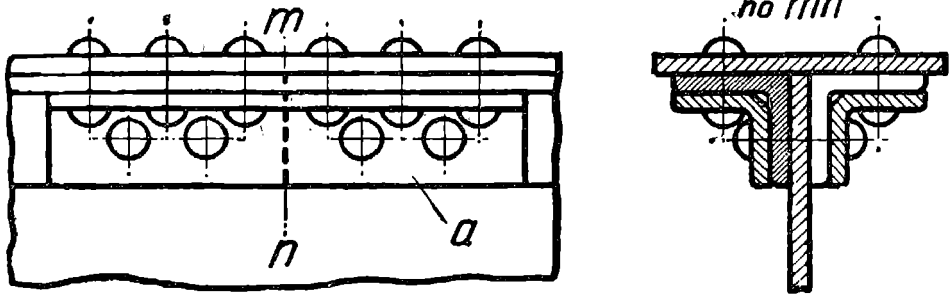


Рис. 194

откуда при $R_s \approx R_z$ получим число заклепок по одну сторону стыка равным

$$n = \frac{4(F - d\delta)^2}{\pi d^2}. \quad (70)$$

3. Стык поясных листов (рис. 196) перекрывается накладкой, причем стыки на верхнем и нижнем поясах не делаются в одном сечении, а располагаются также в разбег.

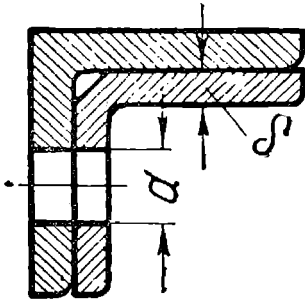


Рис. 195

откуда при

$$R_s \approx R_z$$

получим число заклепок по одну сторону стыка равным

$$n = \frac{4(b - md) \cdot \delta}{\pi d^2}. \quad (71)$$

Если в состав пояса входят 2 поясных листа, то накладка на стыке располагается соответственно рис. 197, откуда видно, что стыки листов осуществляются в разбег.

¹ В случае уголков-накладок меньшего номера, нежели основные, суммарная площадь поперечного сечения первых не должна быть меньше площади сечения основного уголка.

УДК 62-50
(ДИТ)

§ 60. Расчет балок со сквозной вертикальной стенкой.

При расчете балок со сквозной вертикальной стенкой или балок решетчатых, исходят из того, что, поскольку их узлы принимаются за шарнирные соединения концов стержней, постольку всю нагрузку возможно распределить по стержням, пользуясь методами графостатики (диаграмма Кремона), после чего стержни окажутся или растянутыми, или сжатыми. В таком случае расчет стержней будет проведен из условия прочности при растяжении или сжатии, причем в последнем случае необходима также и проверка на продольный изгиб.

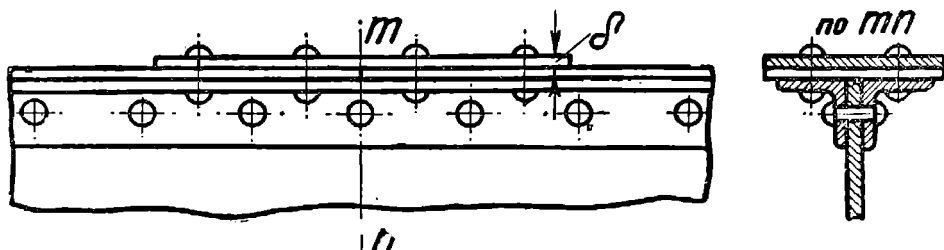


Рис. 196

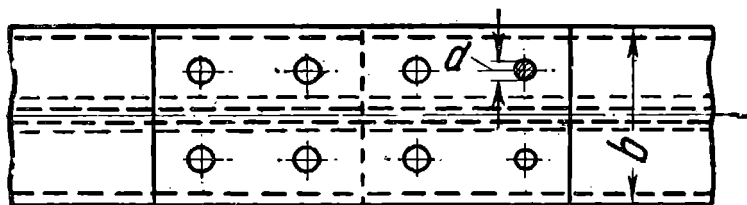


Рис. 197

Зная усилия $P_1, P_2 \dots P_n$ в стержнях балки (рис. 172), можно определить число заклепок для соединения концов каждого из стержней, пользуясь соотношениями (60) и (61).

Сечение стержней может быть подобрано согласно зависимости

$$P \leq 2 F_{net} \cdot R_z \quad (72)$$

где P — усилие стержня вообще,

F_{net} — площадь поперечного сечения фасонного железа, составляющего стержень, при учете ослабления заклепками, причем диаметр заклепки берется

$$d \approx 2\delta,$$

если δ — меньшая толщина соединяемых частей.

Допускаемое напряжение можно принять равным

$$R_z \approx (1000 \div 1200) \text{ кг/см.}^2$$

Что касается толщины прокладок или косынок, то она выбирается обычно в пределах

$$\delta_1 = (1 \div 1,2) \delta,$$

сохраняя этот размер по всей балке.

НВ
УДУНТ
(ДИТ)

Стержни, подверженные сжатию, необходимо проверить на продольный изгиб, согласно формулы Эйлера

$$P = \alpha \cdot \frac{\pi^2 EJ_{\min}}{nl^2},$$

где P — усилие стержня, α — коэффициент, соответствующий способу закрепления концов и принимаемый здесь равным 1, E — модуль упругости 1-го

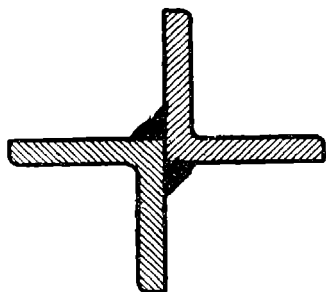


Рис. 198а

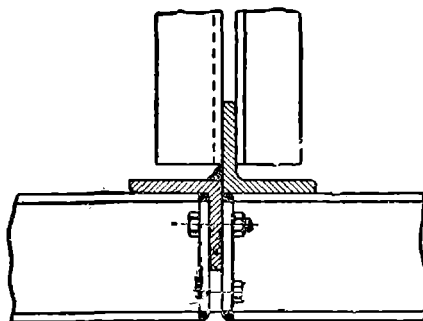


Рис. 198б

рода, J_{\min} — наименьший момент инерции поперечного сечения, l — длина стержня, n — степень надежности ($n \approx 5$).

§ 61. Сварные конструкции и расчет сварных швов.

Рассматривая рис. 174, 184, 185, характеризующие замену заклепочных швов сварными при соединении частей фасонного железа, входящих в состав железных конструкций гражданских сооружений, нельзя было не отметить очевидного преимущества сварных швов.

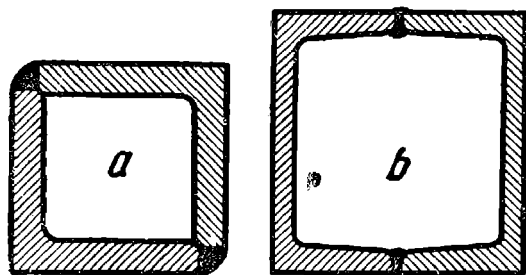


Рис. 199

Действительно, легкость конструкции в целом и быстрота выполнения сварки заставляют все более и более отходить от клепаных конструкций в сторону сварных.

В сварных конструкциях можно получить путем сварки фасонного железа профили такой формы, которые в клепаных конструкциях не имели места. Например рис. 198а характе-

ризует крестообразный профиль, полученный путем стыковой сварки двух уголков нормального профиля, а рис. 198б воспроизводит использование этого профиля в сварной конструкции части фермы, причем последний отличается хорошей сопротивляемостью изгибу. Стыковая сварка двух уголков (рис. 199а) или двух швеллеров (рис. 199б) приводит нас к новой сварной конструкции, осуществляемой колоннами соответствующего поперечного сечения.

Переходя к краткому обзору развития сварных конструкций в настоящее время как за границей, так и у нас, нельзя не обратить внимания на следующие примеры.

Рис. 200 характеризует тысячетонную сварную железную конструкцию, осуществленную в Америке, в которой общий пролет разделяется средними колоннами на два крайних. Эта конструкция дала возможность добиться экономии в 11%, сравнительно с клепаной. Рис. 201 воспроизводит снимок с девятнадцатизэтажного здания (небоскреб) в готовом виде, к аркас которого является исключительно сварной конструкцией. Это грандиозное сооружение, осуществленное в середине 1931 г. в Даллесе (Америка), имеет высоту 74 м при общем весе сварной конструкции 1215 т.

Помимо этого надо обратить внимание на появление сварных мостов, примером чему можно было бы взять железнодорожный мост через реку Чисорре (Америка), главные фермы которого имеют длину 41 м и высоту 7,3 м при общем весе конструкции 80 т, причем по сравнению с клепаной конструкцией в этом случае удалось добиться экономии на 50%.

Последнее время стала получать большое распространение сварка при конструировании железнодорожных вагонов, давшая возможность добиться более дешевой и компактной конструкции вагона с большей продолжительностью его службы. Например, применение сварки для 25 т вагонов привело к экономии до 18%. Примерами распространения сварных конструкций в СССР могут явиться сварка двух ферм длиной в среднем 24 м при общем весе 12 т, выполненная во Владивостоке, а также сварочные работы железных конструкций на Магнитострое (30 000 т), и на Кузнецкстрое (10 000 т), не говоря уже о сварке, применяемой в настоящее время для большегрузных вагонов Брянским заводом „Красный Профинтерн“

Переходя к расчету сварных швов вообще, необходимо указать, что в основу расчета их положена относительная прочность (коэффициент прочности), представляющая отношение сопротивляемости сварного шва к сопротивляемости соединяемых частей. Вели-

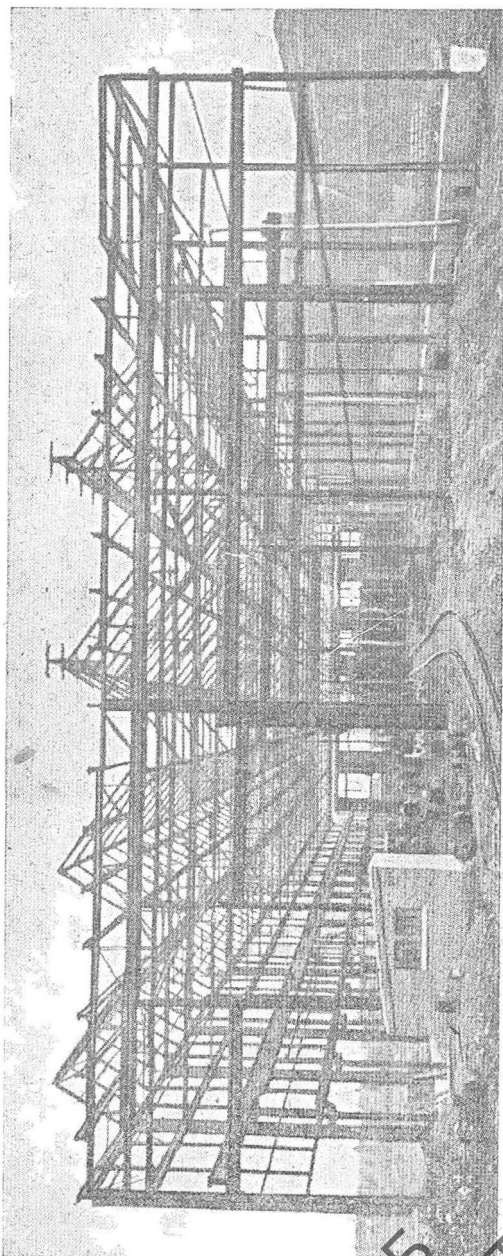


Рис. 200

УДБ
(ДПТ)

чина этого коэффициента прочности не может быть пока подчинена строгому теоретическому учету и базируется на данных испытания сварных швов, находясь в большой зависимости от умения, опытности и сознания ответственности сварщика.

Если для сварного шва (рис. 154) имеются данные: P — действующая сила, F — площадь поперечного сечения, σ_b — временное сопротивление при растяжении для материала ее, δ_m — наименьшая толщина шва, l — общая длина сварных швов, η — коэффициент прочности шва, то условие сопротивляемости растяжению для соединяемой части будет

$$P \leq F \cdot R_z,$$

а для сварного шва

$$P \leq \delta_m l \cdot \eta R_z$$

что по сопоставлении соотношений приводит к зависимости

$$\delta_m l \eta R_z = FR_z$$

откуда

$$l = \frac{F}{\delta_m \cdot \eta},$$

где величина коэффициента прочности может быть учтена пределами

$$\eta = (0,5 \div 0,75).$$

Проверка сварного шва на прочность приводит к соотношению

$$\sigma = \frac{P}{\delta_m \cdot l} \leq \eta \cdot R_z,$$

где R_z — допускаемое напряжение при растяжении для материала соединяемых частей.

§ 62. Примеры.

Пример 19. Определить, возможно ли допустить действие

силы 7000 кг на заклепочное соединение швеллерной балки А за № 26 (рис. 202) с двутавровой балкой В за № 20, осуществленное при помощи двух уголков толщиной 7 мм за № 6 и 10 заклепок диаметром 20 мм.

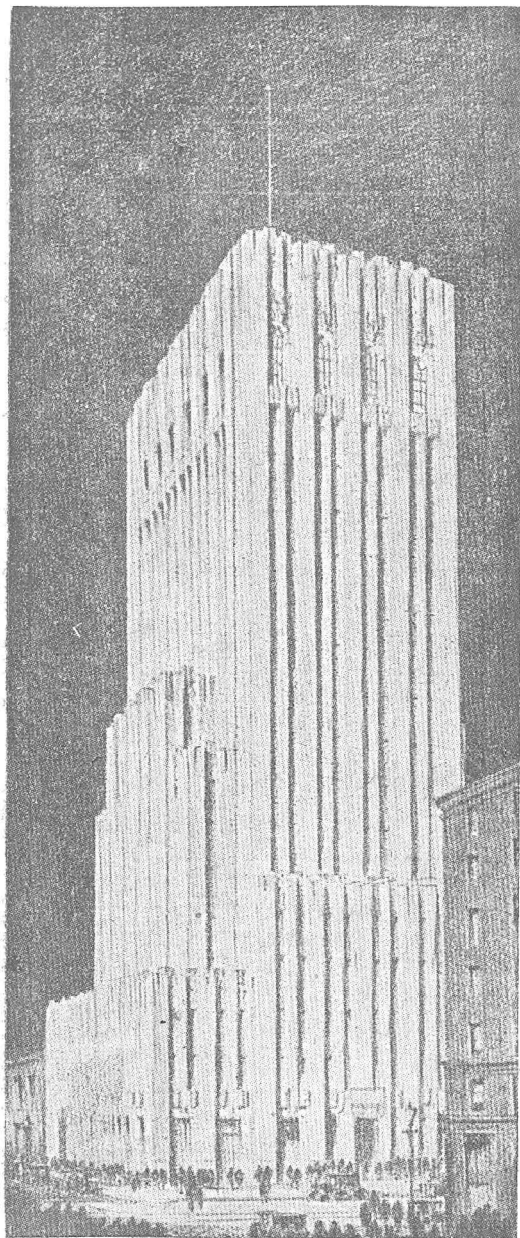


Рис. 201

Решение. Согласно ОСТ 17 швеллерная балка имеет толщину $\delta_1 = 10$ мм, двутавровая балка по ОСТ 20 имеет толщину $\delta_2 = 7,5$ мм и уголок по ОСТ 14 имеет $\delta_3 = 7$ мм.

Условие сопротивляемости срезу 6 заклепок, скрепляющих балку А с уголками С, приводит к соотношению

Дано	Найти
$P = 7000$ кг	
$\delta_1 = 10$ мм	
$\delta_2 = 7,5$ мм	
$\delta_3 = 7$ мм	
$d = 20$ мм	
$n = 10$	

$$\tau = \frac{P}{n \cdot \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{7000}{6 \cdot \frac{\pi \cdot 2^2}{4}} \approx 372 \text{ кг/см}^2 < 800 \text{ кг/см}^2,$$

которое дает удовлетворительный результат.

При проверке этого же места соединения на смятие имеем

$$\sigma = \frac{P}{n \cdot d \cdot \delta_3} = \frac{7000}{6 \cdot 2 \cdot 0,7} \approx 833 \text{ кг/см}^2 < 2000 \text{ кг/см}^2,$$

что является также удовлетворительным.

Проверяя на сопротивляемость срезу 4 заклепки скрепления уголков С с двутавром В, получаем напряжение

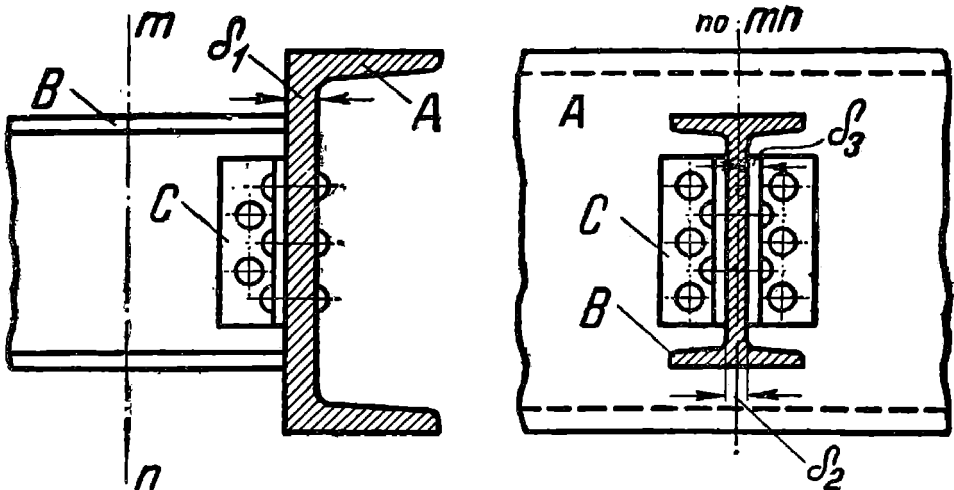


Рис. 202

$$\tau = \frac{P}{2 \cdot n \cdot \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{7000}{2 \cdot 4 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} \approx 279 \text{ кг/см}^2 < 800 \text{ кг/см}^2,$$

а проверка этого же соединения на смятие дает величину напряжения

$$\sigma = \frac{P}{n \cdot d \cdot \delta_3} = \frac{7000}{4 \cdot 2 \cdot 0,7} = 1250 \text{ кг/см}^2 < 2000 \text{ кг/см}^2$$

Вследствие того, что обе проверки привели к величине действительного напряжения, которая не превышает допускаемого напряжения при соответ-

с твующей деформации, приходим к заключению о возможности допущения данной нагрузки на вышеупомянутое соединение.

Пример 20. Имеется клепаная балка двутаврового сечения пролетом 12 м, несущая по всей длине равномерно распределенную нагрузку 1500 кг/м, причем в расстоянии 4 м от левой опоры ее в состав сечения входят вертикальная стенка высотой 700 мм при толщине ее 8 мм, одна пара поясных листов шириною 180 мм при толщине каждого 6 мм и две пары уголков №8 толщиной 10 мм. Определить, насколько целесообразно подобрано сечение в этом месте, а в случае нецелесообразности определить, какому изгибающему моменту оно соответствует (рис. 203, 190).

Дано	Найти
$h_1 = 700 \text{ мм}$	σ
$\delta = 8 \text{ мм}$	
$b = 180 \text{ мм}$	
$\delta_1 = 6 \text{ мм}$	
$s = 80 \text{ мм}$	
$\delta_2 = 10 \text{ мм}$	
$q = 1500 \text{ кг/м}$	
$L = 12 \text{ м}$	
$l = 4 \text{ м}$	

Решение. Выбирая заклепки $d = 20 \text{ мм}$,¹⁾ получаем момент инерции данного сечения (при учете ослабления заклепочными отверстиями) равным

$$J_{net} = \frac{1}{12} [(b - 2d) \cdot h^3 - (b - b_1) \cdot h_1^3 - (b_1 - 2d - b_2) \cdot h_2^3 - (b_2 - \delta) \cdot h_3^3] = \frac{1}{12} [(180 - 2 \cdot 20) \cdot (700 + 2 \cdot 0,6)^3 - (180 - 2 \cdot 8 - 0,8) \cdot 70^3 - (2 \cdot 8 + 0,8 - 2 \cdot 2 - 2 \cdot 1 - 0,8) \cdot (70 - 2 \cdot 1)^3 - (2 \cdot 1 + 0,8 - 0,8) \cdot (70 - 2 \cdot 8)^3] = 98\,531 \text{ см}^4.$$

Исходя же из условия сопротивляемости изгибу, получим по ф-ле (63) расчетную величину момента инерции для сечения m (рис. 203)

$$J \geq \frac{M_{из} \cdot h}{2 \cdot R_b},$$

где

$$M_{из} = R_1 l - q \cdot l \cdot \frac{l}{2} = \frac{1500 \cdot 12}{2} \cdot 4 - 1500 \cdot \frac{4^2}{2} = 24\,000 \text{ кгм} = 2\,400\,000 \text{ кгсм}.$$

При $R_b = 1000 \text{ кг/см}^2$ будем иметь

$$J \geq \frac{2\,400\,000 \cdot (70 + 2 \cdot 0,6)}{2 \cdot 1000} = 85\,440 \text{ см}^4.$$

Сопоставляя последнюю величину с величиною J_{net} , находим, что подобранное сечение является массивным и требует уменьшения размеров своих частей. Этому сечению мог бы соответствовать изгибающий момент

$$M_{из} \geq \frac{2 \cdot J_{net} \cdot R_b}{h} = \frac{2 \cdot 98\,531 \cdot 1000}{71,2} = 2\,768\,000 \text{ кг см}.$$

¹⁾ Согласно вышеизложенного надо было бы выбрать диаметр заклепок вдвое более наименьшей толщины соединяемых листов, но условия в строительной практике не допускают употребления заклепок диаметром ниже 18 мм с одной стороны и нормы ОСТ для заклепок с другой, требуют выбора указанного размера.

Пример 21. Определить число заклепок для перекрытия стыков вертикальной стенки, поясных листов и поясных уголков, если бы какой-либо из них пришлось осуществить в сечении балки пролетом 12 м в расстоянии 4,5 м от левой опоры ее, причем балка в этом сечении имеет профиль тот же, что и в предыдущем примере, и притом по всей длине нагружена равномерно распределенной нагрузкой 1 600 кг/м.

Дано	Найти
$L=12 \text{ м}$	$n_1,$
$l=4,5 \text{ м}$	$n_2,$
$q=1600 \text{ кг/м}$	$n_3.$

Решение. Обозначая число заклепок для перекрытия стыков вертикальной стенки, поясных листов и поясных уголков соответственно через n_1 , n_2 и n_3 , определим предварительно, подобно предыдущему примеру, изгибающий момент в рассматриваемом сечении, который оказывается равным

$$M_{из} = \frac{1\,600 \cdot 12}{2} \cdot 4,5 - \frac{1\,600 \cdot 4,5^2}{2} = 27\,000 \text{ кгм} = 270\,000 \text{ кгсм},$$

причем действительная величина момента инерции для него будет $J_{net} = 98\,531 \text{ см}^4$, как это было найдено в примере 20.

Переходя к расчету стыка вертикальной стенки, получим высоту накладок равной (рис. 191, 192, 193)

$$h_2 = h_1 - 2 \cdot 8 = 70 - 16 = 54 \text{ см},$$

после чего толщина их по ф-ле (64) примет величину

$$\delta_1 = \frac{\delta}{2} \cdot \left(\frac{h_1}{h_2}\right)^2 = \frac{0,8}{2} \cdot \left(\frac{70}{54}\right)^2 \approx 0,7 \text{ см}.$$

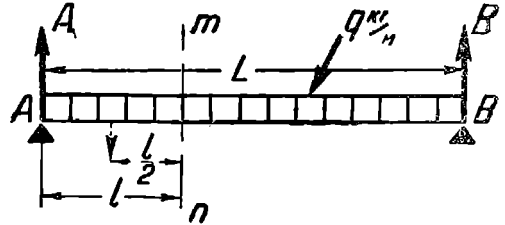


Рис. 203

В таком случае, допуская для заклепок $R_s = 500 \text{ кг/см}^2$, будем иметь по ф-ле (66), что

$$T_n \cong \frac{\pi d^2}{4} \cdot R_s = \frac{3,14 \cdot 2^2}{4} \cdot 500 = 1570 \text{ кг},$$

соответственно чему при известных величинах $M_{из}$ и J_{net} будем иметь согласно ф-лы (65) зависимость

$$1570 = \frac{(2n-1) 54 \cdot 0,7 \cdot 270\,000 \cdot 70}{8n^3 \cdot 98\,531},$$

откуда после решения квадратного уравнения относительно n получаем число заклепок по одну сторону стыка на половине накладки равным

$$n \approx 11.$$

Учитывая влияние на заклепки срезающей силы Q , получим дополнительную нагрузку на каждую заклепку по ф-ле (67), величина которой будет

$$S = \frac{Q}{2n} = \frac{\frac{1600 \cdot 12}{2} - 1600 \cdot 4,5}{2 \cdot 11} \approx 110 \text{ кг},$$

соответственно которой суммарное усилие на заклепку окажется равным

$$T_o = \sqrt{T_n^2 + S^2} = \sqrt{1570^2 + 110^2} \approx 1574 \text{ кг.}$$

Так как действительное напряжение при срезе заклепки этой силой принимает величину

$$\tau = \frac{T_o}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4 \cdot 1574}{3,14 \cdot 2^2} = 501 \text{ кг/см}^2 < R_s = 800 \text{ кг/см}^2,$$

то общее количество заклепок по одну сторону стыка является достаточным, соответственно чему и получим окончательно

$$n_1 = 2n = 2 \cdot 11 = 22.$$

Проверка на смятие приводит к удовлетворительному результату, так как

$$\sigma = \frac{T_o}{\pi \delta_1} = \frac{1574}{3,14 \cdot 0,7} \approx 750 \text{ кг/см}^2 < R'd = 2000 \text{ кг/см}^2.$$

Выбирая расстояние между центром сечения заклепки и крайней кромкой накладки

$$e = 1,5d = 1,5 \cdot 2 = 3 \text{ см}$$

и величину заклепочного шага

$$t = 3d = 3 \cdot 2 = 6 \text{ см,}$$

получим число заклепок в первом вертикальном ряду

$$\frac{54 - 2 \cdot 3}{6} = 8.$$

Таким образом заклепки для перекрытия этого стыка придется разместить в три ряда при числе заклепок в каждом — 8, 7, 8¹⁾.

Определяя число заклепок для перекрытия стыка поясных листов по формуле (71), примем ширину и толщину накладки соответственно равными (рис. 196):

$$\begin{aligned} b &= 18 \text{ см,} \\ \delta_1 &= 0,6 \text{ см,} \end{aligned}$$

тогда получим при числе заклепок по ширине накладки $m = 2$ количество их по одну сторону стыка

$$n_2 = \frac{4(b - m \cdot d)\delta}{\pi d^2} = \frac{4(18 - 2 \cdot 2) \cdot 0,6}{3,14 \cdot 2^2} \approx 3,$$

принимая $n_2 = 4$.

Наконец, выбирая для перекрытия стыка поясных уголков уголок — накладку того же номера (№ 8), получим по формуле (70) число заклепок по одну сторону стыка равным (рис. 194)

$$n = \frac{4\pi d^2}{(F - d)\delta} = \frac{4 \cdot 3,14 \cdot 2^2}{(15,11 - 2 \cdot 1)} \approx 4,$$

¹⁾ В третьем ряду число заклепок увеличено на одну; чтобы осуществить шахматное расположение их.

НБ
УДУНТ
(ДИПТ)

где площадь сечения уголка по ОСТ — 14

$$F = 15,11 \text{ см}^2.$$

Пример 22. Колонна высотой 5 м, составленная из двух двутавровых балок № 20 (рис. 204), нагружена осевой силой 10 т, причем в верхней части ее имеется кронштейн для поддержки рельса, по которому перемещается ферма мостового крана. Определить, возможно ли допустить нагрузку на кронштейн в 5 т.

Дано	Найти
$Q_1 = 10000 \text{ кг}$ $Q_2 = 5000 \text{ кг}$ $a = 500 \text{ см}$ $h = 5 \text{ м}$	σ

Решение. Расположение нагрузки указано на рис. 205, а размеры поперечного сечения на рис. 206¹⁾. Действительное напряжение в сечении колонны получится равным

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2,$$

где σ_1 — напряжение от сжатия силой $Q_1 + Q_2$; σ_2 — напряжение от изгиба при моменте $M_{из} = Q_2 \cdot a$.

Переходя к определению этих напряжений соответственно размерам сечения балок № 20 ОСТ 16, получим величину их следующим образом:

напряжение от сжатия

$$\sigma_1 = \frac{Q_1 + Q_2}{F_{net}} = \frac{10\,000 + 5\,000}{2 \cdot 31,91 - 9 \cdot 1,04 \cdot 2} \approx 318 \text{ кг/см}^2,$$

и напряжение от изгиба

$$\sigma_2 = \frac{M_{из} \cdot e}{J_{net}} = \frac{Q_2 \cdot a \cdot e}{J_{net}},$$

где

$$e = \frac{35 + 8,9}{2} = 21,95 \text{ см},$$

$$J_{net} = 2 \left[103,4 + 31,91 \cdot \left(\frac{35}{2} \right)^2 \right] - \frac{2 \cdot 1,04}{12} \left[(39,42^2 - 35,42^2) + (34,58^2 - 30,58^2) \right] \approx 14\,640 \text{ см}^4,$$

следовательно

$$\sigma_2 = \frac{5\,000 \cdot 50 \cdot 21,95}{14\,640} \approx 375 \text{ кг/см}^2.$$

Суммарное напряжение получится равным

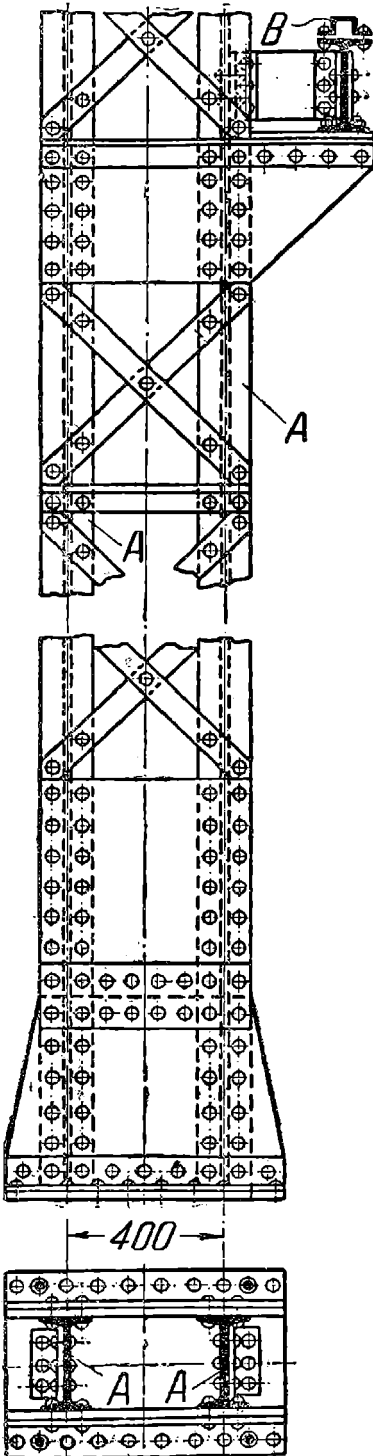
$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = 318 + 375 = 693 \text{ кг/см}^2.$$

Учитывая влияние продольного изгиба, найдем допускаемое напряжение из формулы Шварца — Ренкина

$$(R_d)' = \frac{R_d}{1 + 0,00008 \frac{l^2 F}{J_{net}}}$$

¹⁾ На рис. 206 сечение представлено в увеличенном масштабе сравнительно с рис. 204.

²⁾ Расстояние наиболее удаленного от нейтральной оси волокна сечения.



где

$$l = h = 500 \text{ см},$$

$$J_{net} = 2 \cdot J_y - \frac{4 \cdot 2}{12} (20^3 - 17,92^3) =$$

$$= 2 \cdot 2014 - \frac{4 \cdot 2}{12} (20^3 - 17,92^3) = 2518 \text{ см}^4.$$

Принимая $R_d = 1000 \text{ кг/см}^2$ будем иметь:

$$(R_d)' = \frac{1000}{1 + 0,00008 \cdot \frac{500^2 \cdot 47,18}{2518}}$$

$$\approx 700 \text{ кг/см}^2.$$

По сопоставлении величин действительного и допускаемого напряжений получаем

$$\sigma = 693 \text{ кг/см}^2 < (R_d)' = 700 \text{ кг/см}^2,$$

т. е. вышеупомянутая нагрузка на колонну оказывается допустимой.

Пример 23. Рассчитать узел железной конструкции (рис. 207а), если стержень *A* подвержен растяжению силой $P_1 = 8000 \text{ кг}$, стержень *B* — сжатию силой $P_2 = 8000 \text{ кг}$ и стержень *C* — растяжению силой $P_3 = 9000 \text{ кг}$, причем длина стержня *B* равна — 1,5 м.

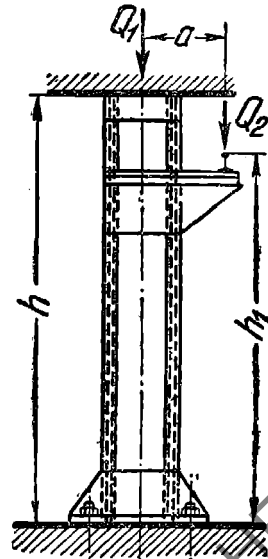


Рис. 204

Рис. 205

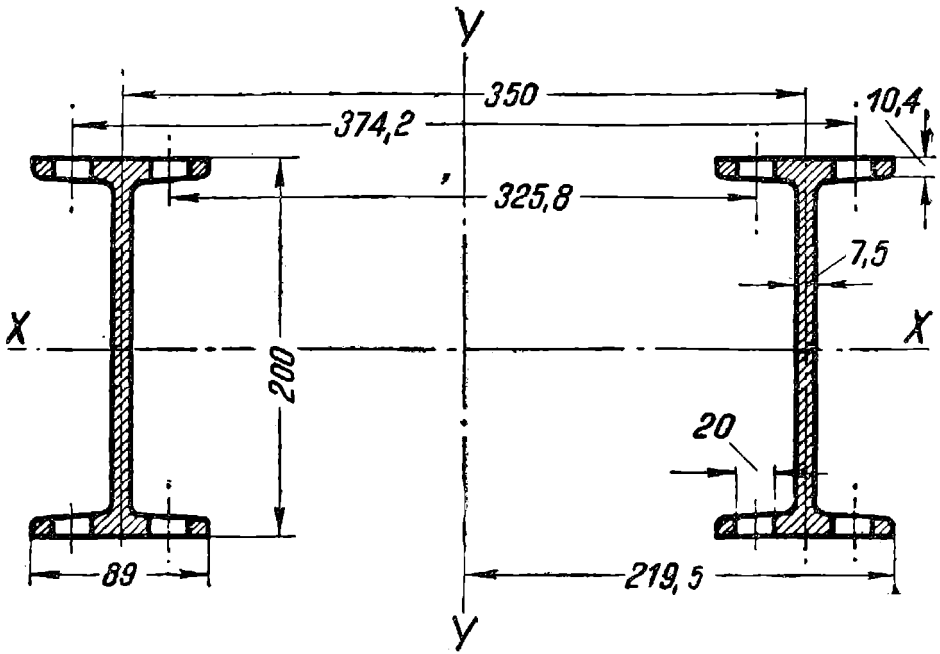


Рис. 206

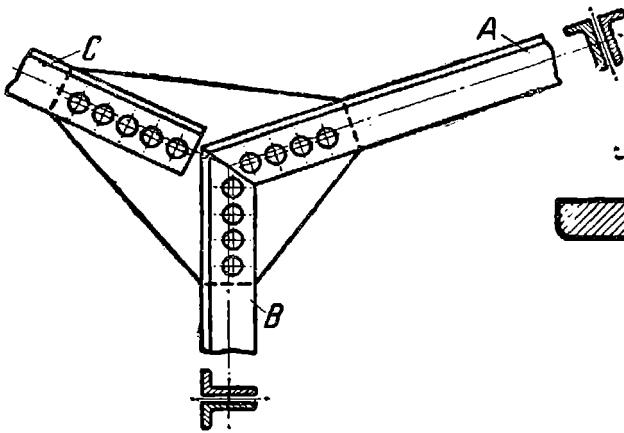


Рис. 207а

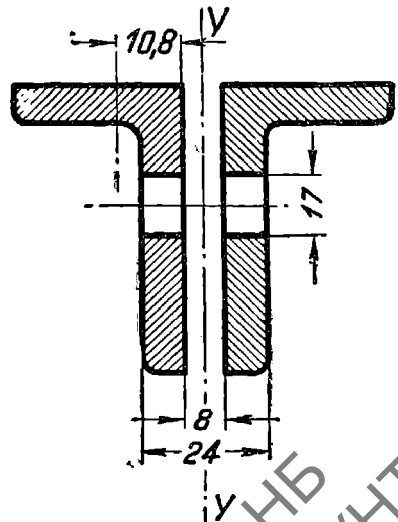


Рис. 207б

НБ
УДУНТ
(ДИТ)
151

Дано	Найти
$P_1 = P_2 = 8000 \text{ кг}$ $P_3 = 9000 \text{ кг}$ $l = 1,5 \text{ м}$	n_1 n_2 n_3

Решение. Стержни составляем из пары неравнобоких уголков по ОСТ 15 при толщине их 8 мм, соответственно чему будем иметь диаметр заклепочных отверстий $d = 17 \text{ мм}$.

Допуская $R_z = 1000 \text{ кг/см}^2$, получим необходимую площадь поперечного сечения стержня A

$$F_1 = \frac{P_1}{R_z} + 2 \cdot \delta \cdot d = \frac{8000}{1000} + 2 \cdot 0,8 \cdot 1,7 = 10,72 \text{ см}^2,$$

соответственно которой подберем по ОСТ 15 уголки № $\frac{6}{4}$.

Если взять косынку толщиной $\delta_1 = \text{см}$, то число заклепок n_1 для закрепления конца стержня A получим из условия сопротивляемости заклепок двойному срезу

$$n_1 \geq \frac{P_1}{2 \cdot \frac{\pi d^2}{4} R_s} = \frac{8000}{2 \cdot \frac{3,14 \cdot 1,7^2}{4} \cdot 500} \approx 4.$$

Производя проверку на смятие, получим действительное напряжение

$$\sigma = \frac{P_1}{n_1 \cdot d \delta} = \frac{8000}{4 \cdot 0,8 \cdot 1,7} = 1471 \text{ кг/см}^2 > R_d' = 2000 \text{ кг/см}^2,$$

что приводит к удовлетворительному результату.

Вследствие того, что стержень B нагружен силой $P_2 = P_1 = 8000 \text{ кг}$, размеры сечения оставляем прежние и берем то же число заклепок, как и для стержня A . Однако, учитывая возможность продольного изгиба его, найдем по формуле Эйлера минимальный необходимый момент инерции сечения стержня, соответственно чему будем иметь

$$J_{\min} = \frac{P \cdot l^2 \cdot n}{\alpha \cdot \pi^2 \cdot E} = \frac{8000 \cdot 150^2 \cdot 5}{1 \cdot 10 \cdot 2000000} = 45 \text{ см}^4,$$

где $E = 2000000 \text{ кг/см}^2$

$$\begin{aligned} \alpha &= 1, \\ x &= 5, \\ \pi^2 &\approx 10. \end{aligned}$$

В действительности же имеем минимальный момент инерции для нашего сечения (рис. 207b) при учете ослабления заклепочными отверстиями равным ¹⁾

$$J_{\text{net}} = J - \frac{1,7 \cdot 2,4^3}{12} = 2(8,91 + 7,41 \cdot 1,48^2) - \frac{1,7 \cdot 2,4^3}{12} \approx 48 \text{ см}^4,$$

что по сопоставлении с предыдущим

$$J_{\text{net}} > J_{\min} = 45 \text{ см}^4$$

приводит к удовлетворительному результату. Наконец, для растянутого стержня C получим необходимую площадь сечения

$$F_3 = \frac{9000}{1000} + 2 \cdot 1,7 \cdot 0,8 = 11,72 \text{ см}^2,$$

¹⁾ На рис. 207b масштаб взят увеличенным сравнительно с рис. 207а.

чему будут соответствовать уголки того же номера, причем необходимое количество заклепок для закрепления конца этого стержня окажется равным

$$n_3 = \frac{9000}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 1,7^2}{4} \cdot 500} \approx 5,$$

что при проверке на смятие приводит к напряжению

$$\sigma = \frac{9000}{5 \cdot 1,7 \cdot 0,8} \approx 1323 \text{ кг/см}^2 < R_d' = 2000 \text{ кг/см}^2,$$

давая опять удовлетворительный результат.

Пример 24. Рассчитать сварные швы к узловой косынке раскоса решетчатой балки (рис. 174), если косынка имеет толщину 10 мм, а раскос, составленный из двух уголков (тавром) профиля № 8 при толщине 10 мм по ОСТ 14, подвергается сжатию усилием 40 т. Толщина шва по линии приварки 10 мм и длина раскоса 125 см.

Дано	Найти
$P = 40000 \text{ кг}$ $\delta = 10 \text{ мм}$ $L = 125 \text{ см}$ $\angle 80 \times 80 \times 10 \text{ мм}$ $\delta_m = 10 \text{ мм}$	I_1, I_2

Решение. На рис. 208а дана деталь приварки верхнего конца раскоса к узловой косынке балки, узел которой был дан на рис. 174.

Принимая сечение шва в форме равнобедренного треугольника (рис. 208б), берем для расчета меньшую толщину шва, которая соответствует высоте этого треугольника и равна по величине

$$\delta_m = \frac{10}{\sqrt{2}} = 7 \text{ мм} = 0,7 \text{ см}.$$

Так как раскос подвергается сжатию, то необходимо учесть возможность продольного изгиба, что заставляет ввести в расчет коэффициент уменьшения основного напряжения, который по формуле Шварца—Ренкина для данного профиля сечения раскоса получится равным

$$\varphi = \frac{1}{1 + 0,00008 \frac{L^2 F}{I_{\min}}} = \frac{1}{1 + 0,00008 \cdot \frac{125^2 \cdot 2 \cdot 15,11}{2 \cdot 87,2}} \approx 0,8.$$

В таком случае, допуская возможность среза сварных швов, будем иметь соотношение, соответствующее равенству сопротивляемости сжатию раскоса и сопротивляемости срезу шва:

$$F \cdot \varphi \sigma_b = 2 \cdot \delta_m l \cdot \eta \cdot 0,8 \sigma_b,$$

где множитель 2 учитывает швы двух уголков, а 0,8 — переходный множитель от нормального к касательному напряжению, учитываемому при срезе, причем за основу принято временное сопротивление при разрыве σ_b .

Из полученного соотношения определяется общая длина швов для одного уголка, которая оказывается равной

$$l = \frac{\varphi \cdot F}{2 \delta_m \eta \cdot 0,8} = \frac{0,8 \cdot 2 \cdot 15,11}{2 \cdot 0,7 \cdot 0,75 \cdot 0,8} \approx 29 \text{ см}.$$

НВ
УДУНТ
(ДУНТ)

Принимаем окончательно

$$l = 30 \text{ см.}$$

Проверка швов на срез для двух уголков приводит к удовлетворительному результату, так как

$$\tau = \frac{P}{2 \cdot \delta_m \cdot l} = \frac{30\,000}{2 \cdot 0,7 \cdot 30} = 715 \text{ кг/см}^2 < R_s = 0,8 \cdot R_z = \\ = 0,8 \cdot R_z = 0,8 \cdot 1000 = 800 \text{ кг/см}^2,$$

где принято для железа $R_z = 1000 \text{ кг/см}^2$.

Разбивая общую длину l сварного шва одного уголка на части l_1 и l_2 (рис. 208а), длины которых делаем обратно пропорциональными расстояниям этих швов от центра тяжести сечения уголка (равномерность восприятия нагрузки швами), получаем отношение

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{b}{z_0}$$

или

$$\frac{l_1 + l_2}{l_2} = \frac{b + z_0}{z_0}$$

или

$$\frac{l}{l_2} = \frac{b + z_0}{z_0},$$

откуда

$$l_2 = \frac{l \cdot z_0}{b + z_0} = \frac{30 \cdot 2,34}{8 + 2,34} \approx 7 \text{ см}$$

и

$$l_1 = l - l_2 = 30 - 7 \approx 23 \text{ см.}$$

§ 63 Вопросы для самопроверки.

- 1) Какое требование предъявляется к швам прочной клепки?
- 2) Перечислить возможные причины разрушения однорядного шва внахлестку.
- 3) Что называют коэффициентом прочности шва?
- 4) Какая зависимость существует между толщиной листа и диаметром заклепки для односрезных прочных швов?
- 5) Какая зависимость существует между теми же размерами для двухсрезных заклепочных швов?
- 6) Определить по величине коэффициенты прочности однорядного и двухрядного швов внахлестку, однорядного и двухрядного швов с одной и двумя накладками, после чего произвести сравнительную оценку швов по степени прочности.
- 7) Привести примеры употребления прочных швов.
- 8) Чем вызывается потребность в употреблении клепаных балок?
- 9) Какова последовательность расчета прокатных балок?
- 10) Какова последовательность расчета клепаных балок?

- 11) Какие балки называются решетчатыми?
- 12) Как производится стык вертикальной стенки клепаной балки?
- 13) Как подсчитывается число заклепок для перекрытия стыка вертикальной стенки этой балки?
- 14) Как производится стык поясных листов клепаной балки?
- 15) Какое условие положено в основу расчета числа заклепок для перекрытия стыка поясных листов клепаной балки?
- 16) Как производится стык поясных уголков клепаной балки?
- 17) Какое условие положено в основу расчета числа заклепок для перекрытия стыка поясных уголков клепаной балки?
- 18) Для чего ставятся у клепаной балки уголки жесткости?
- 19) Какие условия положены в основу образования узлов решетчатых балок?
- 20) Как ведется расчет стержней решетчатых балок?
- 21) Как ведется расчет узлов решетчатых балок?
- 22) Какую проверку необходимо проводить по определению числа заклепок в данном шве?
- 23) Каковы преимущества на стороне сварных конструкций сравнительно с клепаными?

Задание 11.

ПРОЧНО-ПЛОТНАЯ КЛЕПКА.

§ 64. Заклепочные швы прочно-плотной клепки и расчет их.

От заклепочных швов прочно-плотной клепки требуется не только достаточная сопротивляемость действующим силам, но также и герметичность, причем характерным примером употребления таких швов являются заклепочные швы паровых котлов.

Все требования прочности базируются на расчетных формулах, обоснованных теоретическими выводами, все же требования герметичности основываются на формулах экспериментального порядка, что в конце концов приводит нас к определенным согласованным формулам для расчета этих швов. Соответственно этому приходится пользоваться формулами Баха и формулами гамбургских норм, отличающихся несколько друг от друга по внешнему признаку.

Например, в то время как Бах дает для определения диаметра d заклепки формулу

$$d = \sqrt{2\delta} - b$$

и для заклепочного шага

$$t = md + c,$$

где величины b , m и c изменяются соответственно типу шва, — гамбургские нормы выдвигают формулы

$$d = \delta + a - 0,2 n,$$

$$t = \alpha \cdot n \frac{\pi \cdot d^2}{4} + d,$$

где δ — толщина соединяемых листов, n — число заклепок на участке шириною t , $a = 1,2$ для односрезных швов, $a = 1$ для двухсрезных швов, $\alpha = (0,75 \div 1)$ для односрезных швов, $\alpha = (1,3 \div 1,75)$ для двухсрезных швов, причем последние значения α берутся в зависимости от рода материала котельных листов и заклепок.

Независимо от пользования той или другой формулой видно, что исходным размером является толщина соединяемых листов (толщина стенки котла), которая определяется по нижевыводимой формуле, после чего определяются и все размеры шва. По определении размеров шва приходится производить поверку его на прочность и на плотность.

§ 65. Определение толщины стенки цилиндрического барабана парового котла.

Пусть имеется цилиндрический барабан котла, снабженный на концах днищами (рис. 209) и подверженный внутреннему давлению пара p кг/см², причем размерами его являются D — внутренний диаметр, L — длина цилиндрического корпуса, δ — толщина его стенки.

Рассматривая возможные случаи разрыва этого барабана, приходится остановиться на двух, а именно: разрыве по продольному сечению m_1n_1 и по поперечному сечению m_2n_2 .

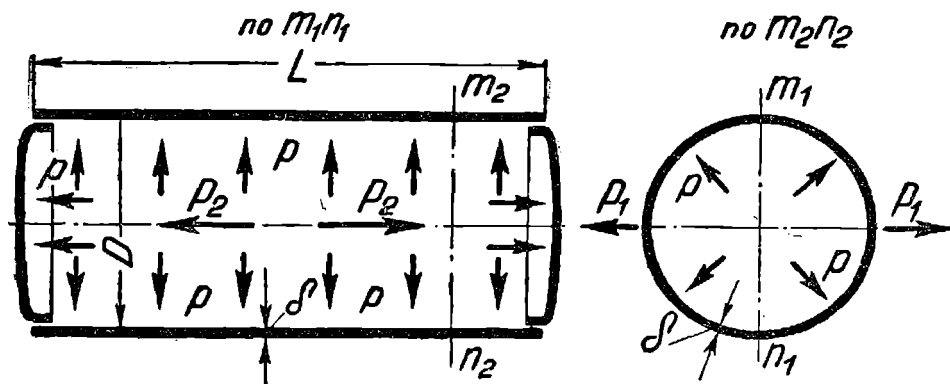


Рис. 209

Учитывая разрыв по продольному сечению m_1n_1 (рис. 210а), выделим на внутренней боковой поверхности барабана элементарную площадку $abcd$, со сторонами dx и $\curvearrowright ab$, причем последняя соответствует элементарному центральному углу $d\alpha$, если вообще углом наклона силы давления p к оси X является переменный по величине угол α (рис. 210б).

Внутреннее давление, приходящееся на площадку $abcd$, получает величину

$$p \cdot \curvearrowright ab \cdot dx,$$

а проекция его на ось X выражается

$$p \cdot \curvearrowright ab \cdot dx \cdot \cos \alpha,$$

соответственно чему суммарное внутреннее давление на половину поверхности барабана, действующее по направлению оси X , получится равным

$$P_1 = \int_0^L \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} p \cdot \curvearrowright ab \cdot dx \cdot \cos \alpha = \int_0^L \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} p \cdot \frac{D}{2} \cdot d\alpha \cdot dx \cdot \cos \alpha =$$

$$= \frac{Dp}{2} \int_0^L \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} \cos \alpha \cdot d\alpha \cdot dx = \frac{P_1}{2} \int 2dx = p \cdot DL. \quad (73)$$

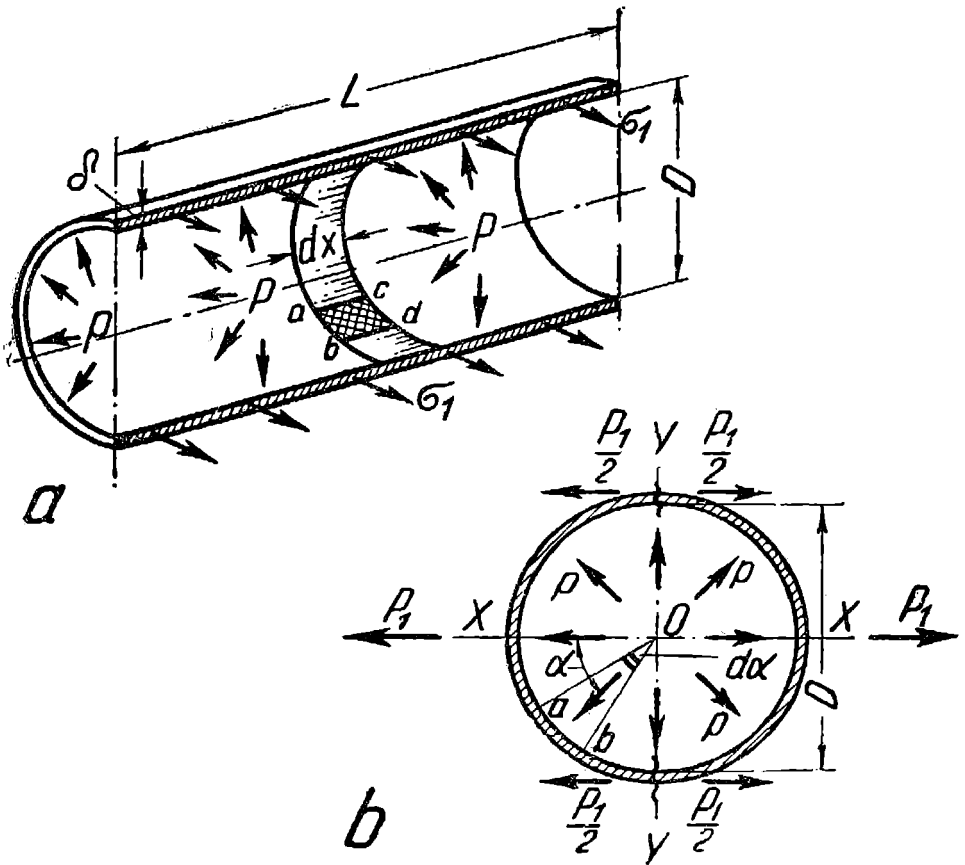


Рис. 210

Составляя уравнение прочности при растяжении для сечения m_1n_1 (рис. 210а), получим

$$P_1 = p \cdot DL = \sigma_1 \cdot 2L \cdot \delta, \quad (74)$$

откуда напряжение в этом сечении получит величину

$$\sigma_1 = \frac{Dp}{2\delta}$$

Учитывая разрыв по поперечному сечению m_2n_2 (рис. 210б), получим

НБ
УДМУТ
(ДП)

суммарное внутреннее давление в направлении продольной оси барабана равным

$$P_2 = p \cdot \frac{\pi D^2}{4}, \quad (75)$$

соответственно чему уравнение прочности при растяжении для сечения $m_2 n_2$ окажется выраженным

$$P_2 = p \frac{\pi D^2}{4} = \sigma_2 \cdot \pi D \cdot \delta, \quad (76)$$

откуда напряжение в этом сечении получит величину

$$\sigma_2 = \frac{Dp}{4\delta} \quad (**)$$

Если сравнить между собою равенства (*) и (**), то получится

$$\sigma_1 = 2\sigma_2,$$

т. е. действительное нормальное напряжение в продольном сечении цилиндрического барабана вдвое больше такого же напряжения в поперечном сечении.

На этом основании при определении толщины δ стенки барабана придется воспользоваться соотношением (*), причем для соблюдения условия прочности должна быть выполнена зависимость

$$\sigma_1 = \frac{Dp}{2\delta} \cong R_z,$$

откуда

$$\delta \cong \frac{Dp}{2 \cdot R_z},$$

где R_z — допускаемое напряжение при растяжении для материала барабана.

Принимая во внимание наличие заклепочных швов у барабана, придется ввести в последнюю формулу коэффициент прочности шва φ , соответственно чему и получится окончательная расчетная формула

$$\delta \cong \frac{Dp}{2 \cdot R_z \cdot \varphi} + c,$$

где c — добавочное слагаемое, учитывающее износ стенки вследствие разъедания и изменяющееся в пределах $(1 \div 3)$ мм.

Выражая допускаемое напряжение через временное сопротивление и степень надежности, получим предыдущую расчетную формулу в обычном ее виде

$$\delta \cong \frac{Dp}{2 \cdot \sigma_b \cdot \varphi \cdot n} + c, \quad (77)$$

где для мягкой стали

$$\sigma_b = (3500 \div 5000) \text{ кг/см}^2, \\ n = (4,75 \div 4)$$

и коэффициент прочности ϕ приходится ориентировочно выбирать соответственно типу шва, пользуясь, например, таблицей Баха, приведенной в конце книги.

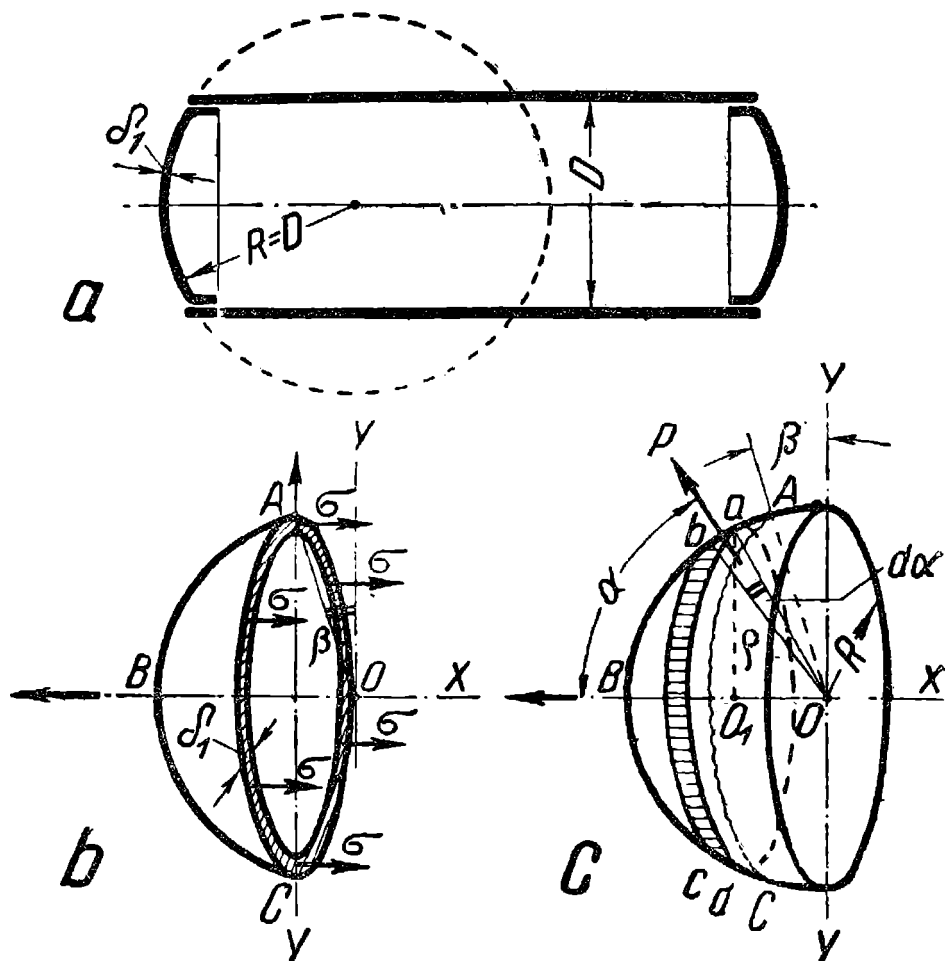


Рис. 211

§ 66. Определение толщины сферического днища котла.

Пусть сферическое днище барабана (рис. 211а) представляет часть сферы радиуса R , численно равного диаметру барабана D . Выделяя на внутренней поверхности ее элементарную полоску $abcd$ (рис. 211с) бесконечно малой ширины и принимая внутреннее давление на единицу площади ее равным p , получим давление, приходящееся на поверхность полоски

$$p \cdot ab \cdot 2\pi r,$$

где r — радиус сечения ad сферы, причем

$$r = R \sin \alpha,$$

НБ
УДУНТ
(ДНТ)

где α — переменный по величине угол между направлением давления p на полоску и осью X .

Подставляя значения p и $ab = R \cdot d\alpha$, получим давление на полоску в ином выражении

$$p \cdot R d\alpha \cdot 2\pi R \sin \alpha = 2\pi R^2 p \sin \alpha \cdot d\alpha,$$

а проекция его на ось X выразится

$$2\pi R^2 p \cdot \sin \alpha \cdot d\alpha \cdot \cos \alpha.$$

Если теперь определить внутреннее давление, приходящееся на часть сферы ABC в пределах изменения угла от β до $\frac{\pi}{2}$, то получим суммарную силу давления по направлению оси X равной

$$\begin{aligned} P &= \int_{\beta}^{\frac{\pi}{2}} 2\pi R^2 p \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot d\alpha = \\ &= \pi R^2 p \int_{\beta}^{\frac{\pi}{2}} \sin 2\alpha \cdot d\alpha = \pi R^2 p \cos^2 \alpha. \end{aligned}$$

Применяя теперь уравнения прочности при растяжении для сечения ABC (рис. 211b), получим

$$P = \pi R^2 p \cos^2 \beta = \int_{\beta}^{\frac{\pi}{2}} \sigma \cdot \cos \alpha \cdot 2\pi r d_1$$

где $\sigma \cdot \cos \alpha$ — проекция нормального напряжения σ в рассматриваемом сечении на ось X .

Преобразуя последнее выражение, получаем после подстановки значения p соотношение

$$\pi R^2 p \cdot \cos^2 \beta = \int_{\beta}^{\frac{\pi}{2}} \sigma \cdot \cos \alpha \cdot 2\pi \cdot R \sin \alpha d_1,$$

или

$$\pi R^2 p \cos^2 \beta = \sigma \cdot \pi R d_1 \int_{\beta}^{\frac{\pi}{2}} \sin 2\alpha d\alpha,$$

или

$$R p \cos^2 \beta = 2 \sigma d_1 \cos^2 \beta,$$

откуда

$$\sigma = \frac{R p}{2 d_1},$$

но для соблюдения условия прочности должно быть

$$\sigma = \frac{Rp}{2\delta_1} \leq R_z,$$

откуда толщина сферического днища получится равной

$$\delta_1 \geq \frac{Rp}{2R_z}.$$

Принимая же радиус сферы численно равным диаметру барабана D , будем иметь окончательно

$$\delta_1 \geq \frac{Dp}{2R_z}, \quad (78)$$

причем вследствие возможного ухудшения качества материала днища, вызванного условиями его изготовления, рекомендуется R_z брать меньше, нежели при определении толщины стенки барабана.

§ 67. Определение толщины стенки жаровой трубы.

В корнваллийских и ланкаширских (жаротрубных) паровых котлах применяются жаровые трубы (рис. 212), в которых располагается топка. Жаровые трубы, состоящие из отдельных скрепляемых между собою при помощи колец Адамсона a частей b , скрепляются на концах с днищами котла и по всей поверхности своей подвергаются внешнему давлению p , соответственно которому можно было бы определить толщину δ_2 стенки трубы подобно вышеприведенному.

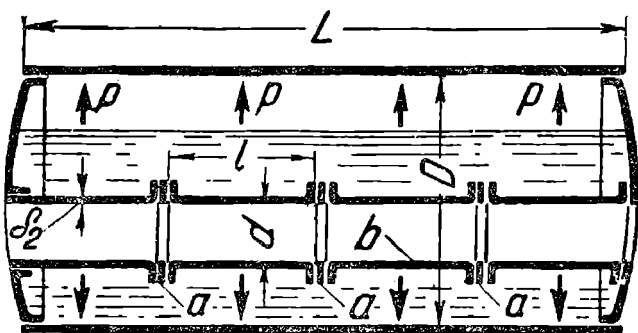


Рис. 212

Однако, считаясь с исключительно неблагоприятными условиями работы жаровых труб (неравномерный нагрев, местные охлаждения при питании котла водой и т. п.), благодаря которым получают значительные по величине напряжения, расчет толщины стенки их ведут обычно по эмпирической формуле, откуда

$$\delta_2 = \frac{pd}{4R_d} \left[1 + \sqrt{1 + \frac{a \cdot l}{p(l+d)}} \right] + c, \quad (79)$$

где d , l — внутренний диаметр и длина частей жаровой трубы, δ_2 — толщина ее стенки, a — поправочный коэффициент, учитывающий степень приближения формы трубы к цилиндрической форме при ее работе, c — прибавка на возможное разъедание трубы, причем

$$c = (1 \div 3) \text{ мм}, \quad R_d \approx 600 \text{ кг/см}^2,$$

$a = 100$ при шве трубы внахлестку,

$a = 80$ при сварном шве или с двумя накладками.

При употреблении волнистых жаровых труб толщина стенки их может быть определена из формулы

$$\delta_2 = \frac{pd}{1000} + c. \quad (79)$$

§ 68. Проверка котельных заклепочных швов на прочность и плотность.

Определив размеры продольного и поперечного швов котла по формулам Баха или гамбургским нормам (см. приложение в конце книги),

переходим к проверке шва на прочность.

Если φ — допустимая величина коэффициента прочности шва выбранного типа, η — действительная величина этого коэффициента, то проверка на прочность требует выполнения следующей зависимости

$$\eta = \frac{t-d}{t} \geq \varphi, \quad (80)$$

в противном случае придется перейти к другому типу шва, производя затем такую же проверку.

Проверка шва на плотность (герметичность) производится на основании следующих соображений.

Если (рис. 213) действующая на шов сила P окажется достаточной по величине для того, чтобы вызвать взаимное проскальзывание соединяемых листов, то уже произойдет на этом участке пропуск воды, т. е. шов окажется неплотным. Противодействие этому проскальзыванию листов оказывает сила трения fQ , возбуждаемая на поверхностях соприкосновения листов, благодаря осевому усилию Q заклепки, появляющемуся вследствие укорочения длины стержня заклепки (усадка) при охлаждении ее.

Однако невозможность точного определения величины усилия Q , зависящего от длины l стержня заклепки, температуры окончания клепки, качества работы и т. д., заставляет вести поверочный расчет на плотность, исходя из допустимой величины коэффициента скольжения R , изменяющейся соответственно типу шва в пределах, установленных многочисленными и продолжительными опытными исследованиями Баха.

Коэффициент скольжения надо понимать как силу сопротивления

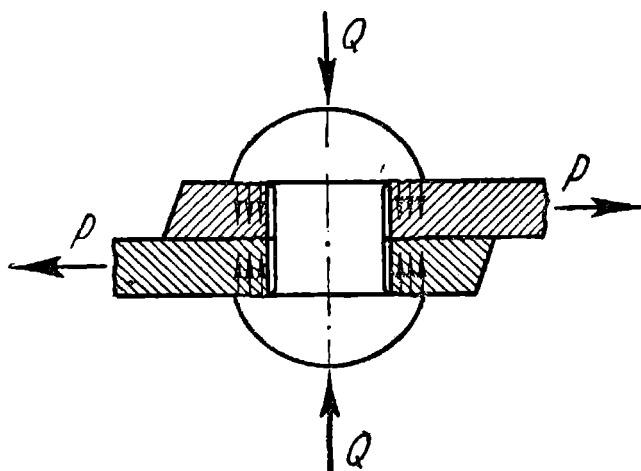


Рис. 213

проскальзыванию листов, условно отнесенную к единице площади поперечного сечения заклепок.

В таком случае условие сопротивляемости шва скольжению будет представлено в виде

$$P = \psi \cdot \frac{\tau d^2}{4} \cdot n, \quad (81)$$

где d — диаметр заклепок, n — число их, ψ — действительная величина коэффициента скольжения, причем для недопустимости проскальзывания должно быть соблюдено условие

$$\psi = \frac{P}{n \cdot \frac{\pi d^2}{4}} \leq R, \quad (82)$$

где R — допускаемая величина коэффициента скольжения, выбирающаяся согласно типу шва из следующей таблицы:

R в кг/см ²		
Тип шва	односрезный	двухсрезный
однорядный . .	600 ÷ 700	1000 ÷ 1200
двухрядный .	550 ÷ 650	950 ÷ 1150
трехрядный .	500 ÷ 600	900 ÷ 1000

Независимо от этого рекомендуется произвести поверку шва на срез заклепок, который может произойти при возможном проскальзывании листов, особенно при гидравлическом освидетельствовании котла.

Поверочное условие прочности при срезе приводится к виду

$$\tau = \frac{P}{n \cdot \frac{\pi d^2}{4}} \leq R_s, \quad (83)$$

где для заклепочного железа можно принять

$$R_s \approx R_z.$$

Что касается величины P действующей силы на тот или иной участок шва, то она может быть определена следующим образом.

На продольный шов (рис. 210b) приходится суммарная сила давления, согласно соотношению (73) равная

$$\frac{P_1}{2} = \frac{pDL}{2}$$

В таком случае на участке продольного шва различной длины будут приходиться и разные по величине силы, а именно:

*

УДМУНТ
(ДИТ)

на участок длиной 1 см придется

$$(P_1)_1 = \frac{P_1}{2L} = \frac{pDL}{2L} = \frac{pD}{2}, \quad (84)$$

на участок длиной t см придется

$$(P_1)_t = \frac{pDt}{2} \quad (85)$$

на участок длиной 1 м придется

$$(P_1)_{100} = \frac{pD \cdot 100}{2} = 50pD. \quad (86)$$

Подобным же образом найдем, согласно соотношения (75), силу, приходящуюся на поперечный шов, равную по величине (рис. 209)

$$P_2 = p \cdot \frac{\pi D^2}{4},$$

соответственно этому найдем, что на участок длиной 1 см придется

$$(P_2)_1 = \frac{P_2}{\pi D} = \frac{p \cdot \frac{\pi D^2}{4}}{\pi D} = \frac{pD}{4}, \quad (87)$$

на участок длиной t см придется

$$(P_2)_t = \frac{pDt}{4}, \quad (88)$$

на участок длиной 1 м придется

$$(P_2)_{100} = \frac{pD \cdot 100}{4} = 25 pD. \quad (89)$$

Сопоставляя между собою соотношения (85) и (88), находим

$$(P_1)_t = 2(P_2)_t$$

т. е. сила, приходящаяся на участок продольного шва определенной длины, вдвое больше силы, приходящейся на участок такой же длины поперечного шва.

§ 69. Определение числа заклепок на погонном метре шва.

Приведенные формулы (85) и (88) дают возможность произвести проверку на плотность продольного и поперечного швов в пределах участка, равного по длине заклепочному шагу t , соответственно чему для продольного шва будем иметь

$$(P_1)_t = m \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot \psi \quad (90)$$

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

и для поперечного

$$(P_2)_t = m \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot \psi, \quad (91)$$

где m — число заклепок на участке длиной t (заклепочный шаг), принимаемое $m = 1, 2, 3, \dots$, соответственно однорядному, двухрядному и т. д. швам.

Переходя к определению числа заклепок на каждом погонном метре продольного шва, будем иметь при известном шаге t расчетное количество заклепок равным

$$n_1 = \frac{100}{t} \cdot m,$$

где m — число заклепок на одном шаге.

Необходимое количество заклепок на том же участке, определяемое из условия плотности шва, окажется равным

$$n_2 \geq \frac{(P_1)_{100}}{m \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot R}, \quad (92)$$

а из условия сопротивляемости заклепок срезу получим необходимое количество их

$$n_3 \geq \frac{(P_1)_{100}}{m \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot R_s}. \quad (93)$$

Из двух значений n_2 и n_3 надо брать большее по величине, причем безусловно должно быть выполнено условие, чтобы расчетное количество n_1 заклепок было не меньше необходимого числа их, соответствующего условиям плотности и прочности шва. Если окажется n_1 меньше большего из значений n_2 и n_3 , то в действительности придется остановиться на большем из них и соответственно ему пересчитать шаг согласно формулы

$$t = \frac{100}{n_2} \cdot m$$

или

$$t = \frac{100}{n_3} \cdot m,$$

после чего вновь произвести проверку коэффициента прочности шва, исходя из зависимости

$$\eta = \frac{t-d}{t} \geq \varphi.$$

§ 70. Расчет котельных заклепочных швов с неодинаковым шагом.

При наличии котельного шва с неодинаковым шагом в рядах (рис. 149, 150) коэффициент прочности шва приходится определять в каждом из последующих рядов в отдельности. В частности, обращаясь к типу шва на рис. 150, на участок которого длиной t действует некоторая сила P , получим действительную величину коэффициента прочности для ряда I—I из соотношения

$$\eta_1 = \frac{t-d}{t},$$

НБ
УДУНТ
(ДНТ)

причем, конечно, должно быть соблюдено условие

$$\eta_1 \geq \varphi_1,$$

если φ_1 — допускаемая величина коэффициента прочности.

Для заклепочного ряда II—II к сопротивляемости листа растяжению, равной при наличии ослабления двумя заклепками

$$(t - 2d) \delta \cdot R_z,$$

необходимо прибавить силу сопротивляемости скольжению со стороны одной заклепки ряда I—I, которая равна

$$1 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot R.$$

Вследствие этого коэффициент прочности, равный отношению сопротивляемости листа в ослабленном сечении I—I к сопротивляемости его в целом сечении, получит величину

$$\eta_2 = \frac{(t - 2d) \cdot \delta \cdot R_z + 1 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot R}{t \delta \cdot R_z} \quad (94)$$

где R — допускаемая величина коэффициента скольжения для этого шва в сечении I—I.

Для соблюдения прочности опять должно быть

$$\eta \geq \varphi.$$

Проверка коэффициента прочности в ряду III—III является излишней, так как при наличии ослабления также двумя заклепками сопротивляемость растяжению увеличивается сопротивляемостью скольжению со стороны трех заклепок двух предыдущих рядов.

При проверке этого шва на плотность в сечении II—II учитываем действующую силу P , уменьшенную на величину сопротивляемости скольжению со стороны заклепки ряда I—I, следовательно равную по величине

$$P - 1 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot R,$$

вследствие чего условие сопротивляемости скольжению оставшихся $(m - 1)$ заклепок в последующих рядах выразится соотношением

$$\left(P - 1 \cdot \frac{\pi d^2}{4} R \right) = (m - 1) \frac{\pi d^2}{4} \cdot \psi,$$

откуда для соблюдения условия плотности должны получить зависимость

$$\psi = \frac{P - 1 \cdot \frac{\pi d^2}{4} R}{(m - 1) \frac{\pi d^2}{4}} \leq R_1, \quad (95)$$

где ψ — действительная величина коэффициента скольжения, R_1 — допускаемая величина его в сечении II—II, m — число заклепок на участке шва шириною равной заклепочному шагу.

§ 71. Способы соединения котельных листов при клепке барабана.

Наиболее характерными способами соединения при поперечном шве внахлестку являются: способ соединения цилиндрических звеньев (рис. 214а, в) барабана двух различных по величине внутренних диаметров их и способ соединения конических звеньев (рис. 215а, в) одних и тех же по величине внутренних концевых диаметров D_1 и D_2 .¹

Если D — внутренний диаметр цилиндрического звена барабана, δ — толщина стенки его, L_1 — длина котельного листа для звена большего диаметра, L_2 — длина котельного листа для звена меньшего диаметра, B — ширина котельного листа, e — расстояние центральной линии заклепок от ближайшей

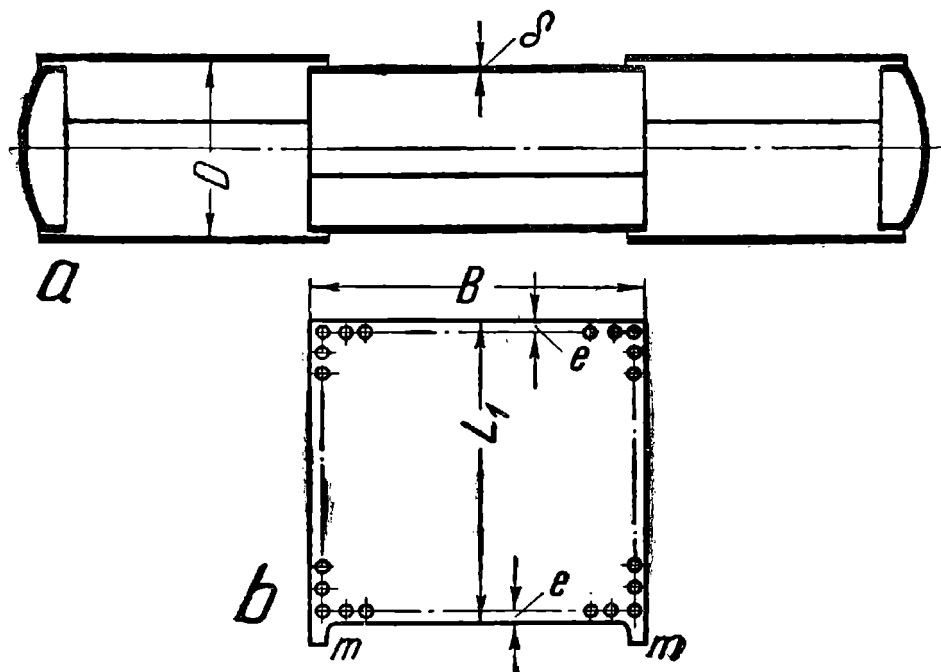


Рис. 214

кромки листа, b — расстояние между центральными линиями заклепок, то в случае одного продольного однорядного шва внахлестку в пределах одного звена получаем длину котельного листа для большего по диаметру звена равной

$$L_1 = \pi (D + \delta) + 2e, \quad (96)$$

соответственно чему для звена меньшего диаметра получится длина

$$L_2 = \pi (D - \delta) + 2e, \quad (97)$$

где $(D + \delta)$ и $(D - \delta)$ представляют собою средние диаметры свернутых цилиндрических звеньев большего и меньшего диаметров. В случае n про-

¹ На рис. 215а размеры D_1 и D_2 соответствуют меньшему и большему внутренним диаметрам конического звена.

дольных швов в пределах одного звена, длина листов звеньев получается равной

$$L_1 = \frac{\pi (D + \delta)}{n} + 2e, \quad (98)$$

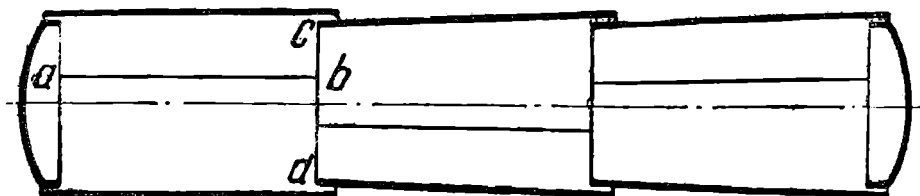


Рис. 215-а

$$L_2 = \frac{\pi (D - \delta)}{n} + 2e, \quad (99)$$

причем ширина листов в обоих случаях оказывается равной

$$B = b + 2e. \quad (100)$$

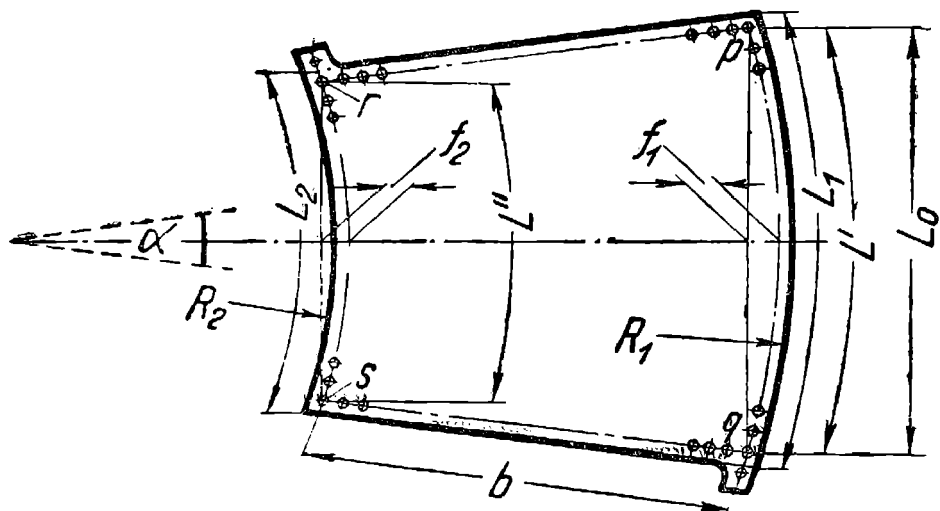


Рис. 215-б

Нетрудно представить, что в случае продольных швов встык (с накладками) длины вышеупомянутых листов получились бы равными при n продольных швах

$$L_1 = \frac{\pi (D + \delta)}{n} \quad (101)$$

НЕ
УДУНТ
(ДИТ)

и

$$L_2 = \frac{\pi(D - \delta)}{n} \quad (102)$$

при ширине их, определяемой по ф-ле (100).

На рис. 214б показан развернутый лист цилиндрического звена с оттянутыми кромками m , что делается для достижения плотности шва в местах сопряжения продольного и поперечного швов, как увидим ниже.

Переходя к определению размеров котельных листов в случае конических звеньев барабана (рис. 215б, б), вычислим ширину B , длины L_1 и L_2 на концах развернутого листа (рис. 215б) и стрелы f_1 и f_2 .

Имея ширину B листа по прежнему равной:

$$B = b + 2e,$$

длины L_1 и L_2 в случае одного продольного шва будем иметь соответственно равными

$$L_1 = \pi(D_1 + \delta) + 2e \quad (103)$$

и

$$L_2 = \pi(D_2 + \delta) + 2e. \quad (104)$$

Что же касается определения стрел f_1 и f_2 , то примем во внимание случаи значительного и незначительного уклонов сторон развернутого листа.

В случае значительного уклона сторон, когда дуги L' и L'' заметно разнятся от прямолинейных расстояний pq и rs , получим следующие выражения для дуг

$$L' = \pi(D_1 + \delta) = R_1 \cdot \alpha$$

и

$$L'' = \pi(D_2 + \delta) = R_2 \cdot \alpha,$$

где α — центральный угол, соответствующий дугам, R_1 и R_2 — радиусы их.

После вычитания последних равенств будем иметь

$$L' - L'' = \pi(D_1 - D_2) = (R_1 - R_2) \alpha = b \cdot \alpha,$$

откуда

$$\alpha = \frac{L' - L''}{b} = \frac{\pi(D_1 - D_2)}{b},$$

после чего уже получим и величины для стрел, а именно

$$f_1 = R_1 - R_1 \cos \frac{\alpha}{2} = \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right) \cdot R_1$$

и

$$f_2 = R_2 - R_2 \cos \frac{\alpha}{2} = \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right) \cdot R_2,$$

а так как на основании предыдущих соотношений оказывается, что

$$R_1 = \frac{L'}{\alpha} = \frac{\pi(D_1 + \delta) \cdot b}{\pi(D_1 - D_2)}$$

НЕ
УДУНТ
(ДИТ)
169

и

$$R_2 = \frac{L''}{a} = \frac{\pi (D_2 + \delta) \cdot b}{\pi (D_1 - D_2)},$$

то имеем окончательно

$$f_1 = \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right) \cdot \frac{(D_1 + \delta) \cdot b}{(D_1 - D_2)} \quad (105)$$

и

$$f_2 = \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right) \cdot \frac{(D_2 + \delta) \cdot b}{(D_1 - D_2)}. \quad (106)$$

При незначительных же уклонах боковых сторон конических звеньев можно допустить равенство

$$L' \approx pq$$

и

$$L'' \approx rs.$$

Тогда в первом случае из прямоугольного треугольника будем иметь соотношение

$$\left(\frac{pq}{2}\right)^2 = \left(\frac{L'}{2}\right)^2 = R_1^2 - (R_1 - f_1)^2 = 2R_1 f_1 - f_1^2,$$

или, пренебрегая членом f_1^2 по малости его, получаем

$$\left(\frac{L'}{2}\right)^2 = 2R_1 f_1,$$

что при подстановке прежних значений L' и R_1 дает выражение

$$\frac{\pi^2 (D_1 + \delta)^2}{4} = \frac{2 (D_1 + \delta) b \cdot f_1}{(D_1 - D_2)},$$

откуда будем иметь окончательно

$$f_1 = \frac{\pi^2 (D_1 + \delta) (D_1 - D_2)}{8 b}, \quad (107)$$

и подобно этому

$$f_2 = \frac{\pi^2 (D_2 + \delta) (D_1 - D_2)}{8 b}. \quad (108)$$

На рис. 215b показаны оттянутые кромки листов для уплотнения места сопряжения продольных и поперечных швов.

§ 72. Сопряжение продольных и поперечных швов барабана.

В местах сопряжения продольного и поперечного заклепочных швов для устранения неплотности приходится производить оттяжку кромок листов соответственно ширине шва.

Например, на рис. 216а указан продольный шов внахлестку *тп* без оттяжки левой кромки его, вследствие чего при соединении внахлестку этого звена с другим в указанном месте останется прозор, в то время как последний можно устранить, заполняя его сводимой на нет (оттягиваемой) левой кромкой листа в продольном шве (рис. 216б).

Размер подобной оттяжки можно примерно получить согласно построения на рис. 217, где от кромки листа отложено расстояние, соответствующее шагу t , после чего через вновь полученную точку и через середину скошенной правой кромки листа проведена прямая до встречи с прямой линией, ограничивающей нижнюю часть листа. Оттянутые таким образом места носят название лацканов или лапок.

На рис. 218 показано сопряжение кромок A и B продольного однорядного шва внахлестку с кромкою C поперечного шва такого же типа путем оттяжки кромки B .

Рис. 219 представляет подобное же сопряжение двухрядного и однорядного швов внахлестку с оттяжкой кромки B .

На рис. 220 показано сопряжение поперечного однорядного шва внахлестку с продольным однорядным двухсрезым швом, осуществленное путем оттяжки кромок верхней накладки.

Рис. 221 представляет подобное же сопряжение продольного и поперечного швов, но двухрядных.

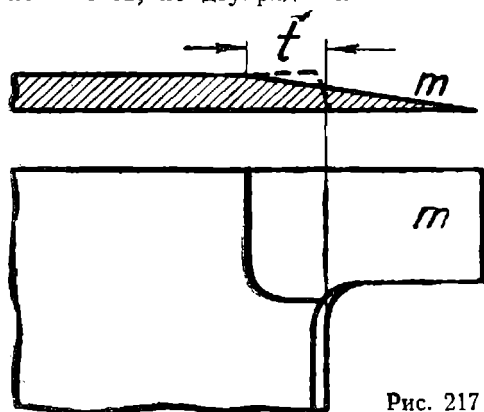


Рис. 217

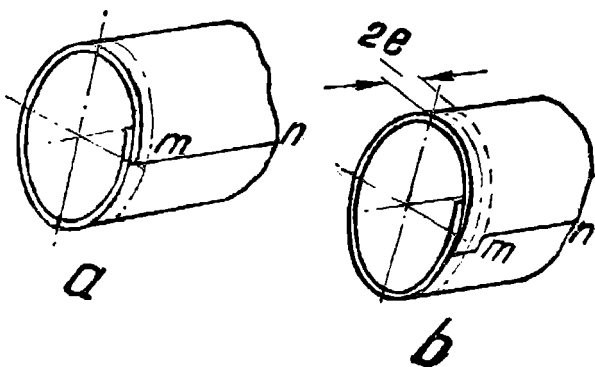


Рис. 216

Наконец на рис. 222 показано сопряжение поперечного однорядного шва внахлестку с двумя продольными двухрядными такого же типа швами, расположенными один близ другого, причем внутренние кромки A и C листов получили вышеупомянутую оттяжку.

§ 73. Лазы и их укрепление.

Лазы, служащие для прохода через них внутрь котла с целью ремонта или внутреннего осмотра его, представляют собою овальные вырезы в корпусе барабана, днищах его или сухопарнике, **закрывающиеся** во время работы котла специальными крышками при помощи болтов и скоб. Вырезы для лазов определенно ослабляют стенку корпуса котла, а потому должны обязательно усиливаться прикрепленными по своему контуру укрепляющими кольцами соответствующей формы, площадь поперечного сечения которых должна компенсировать собою площадь ослабленного вырезом сечения стенки.

На рис. 223 показана часть A корпуса котла с вырезом для лаза, по контуру которого прикреплено при помощи заклепок кольцо B прямоугольного сечения со сторонами сечения b и c .

УДМУТ
(ДНТ)

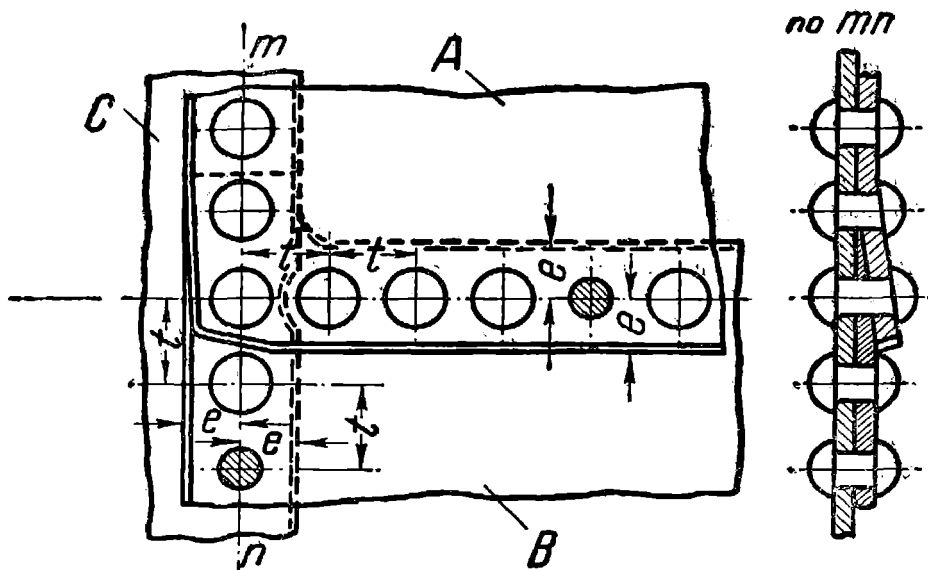


Рис. 218

Задаваясь толщиной кольца в пределах $c = (18 \div 25)$ мм, можно определить ширину сечения его b при учете ослабления сечения заклепочными

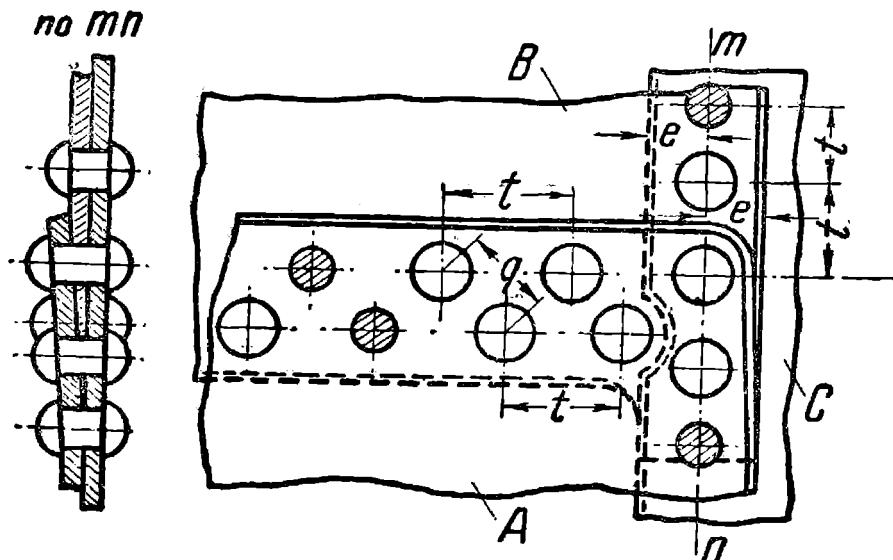


Рис. 219

отверстиями, если допустить равенство между ослабленным сечением кольца и сечением стенки корпуса котла на месте выреза. В таком случае будем иметь

$$2(b - m \cdot d) \cdot c = \varphi \cdot \delta l,$$

где d — диаметр заклепок, m — число их в рассматриваемом сечении укрепляющего кольца, δ — толщина стенки котла, φ — коэффициент прочности, принятый при определении толщины δ , l — длина выреза.

Отсюда имеем

$$b = \varphi \frac{\delta l}{2c} + md. \quad (109)$$

При определении числа заклепок для прикрепления упомянутого кольца

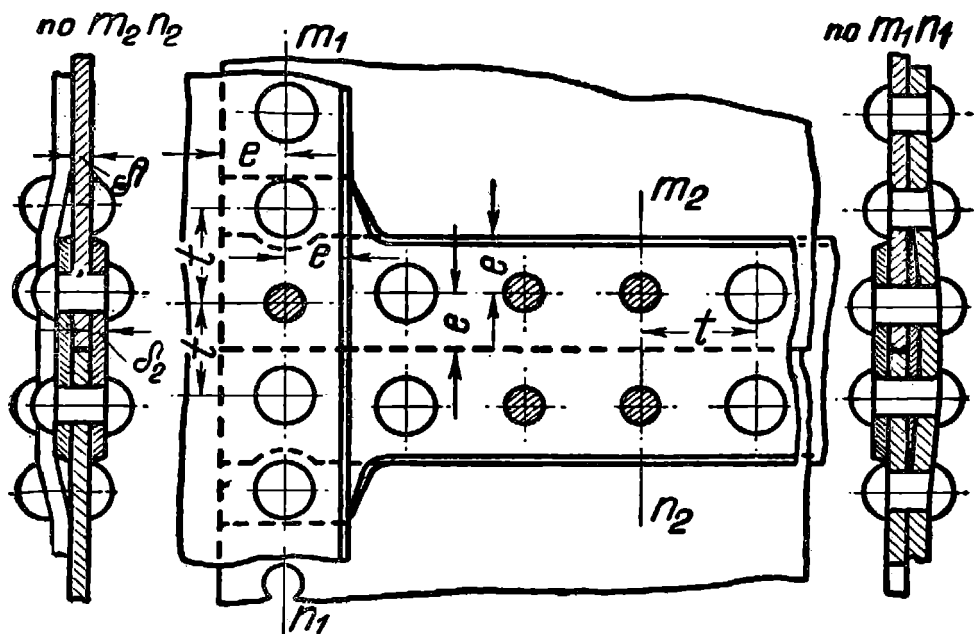


Рис. 220

принимая во внимание силу, приходящуюся на 1 см длины продольного шва, которая согласно формулы (84) будет

$$(P_1)_1 = \frac{pD}{2},$$

а будучи отнесенной к длине l выреза, окажется равной

$$(P_1)_l = \frac{pD}{2} \cdot l.$$

Исходя из условия сопротивляемости заклепок скольжению шва, будем иметь соотношение для числа n заклепок каждой половины кольца в следующем виде

$$(P_1)_l = \frac{pD}{2} \cdot l = n \cdot \frac{\pi d^2}{4} R,$$

НВ
УДУНТ
(ДНТ)

откуда получим

$$n = \frac{2 D p l}{\pi d^2 R} \quad (110)$$

где при наличии неравномерного распределения на заклепки силы $(P_1)_l$

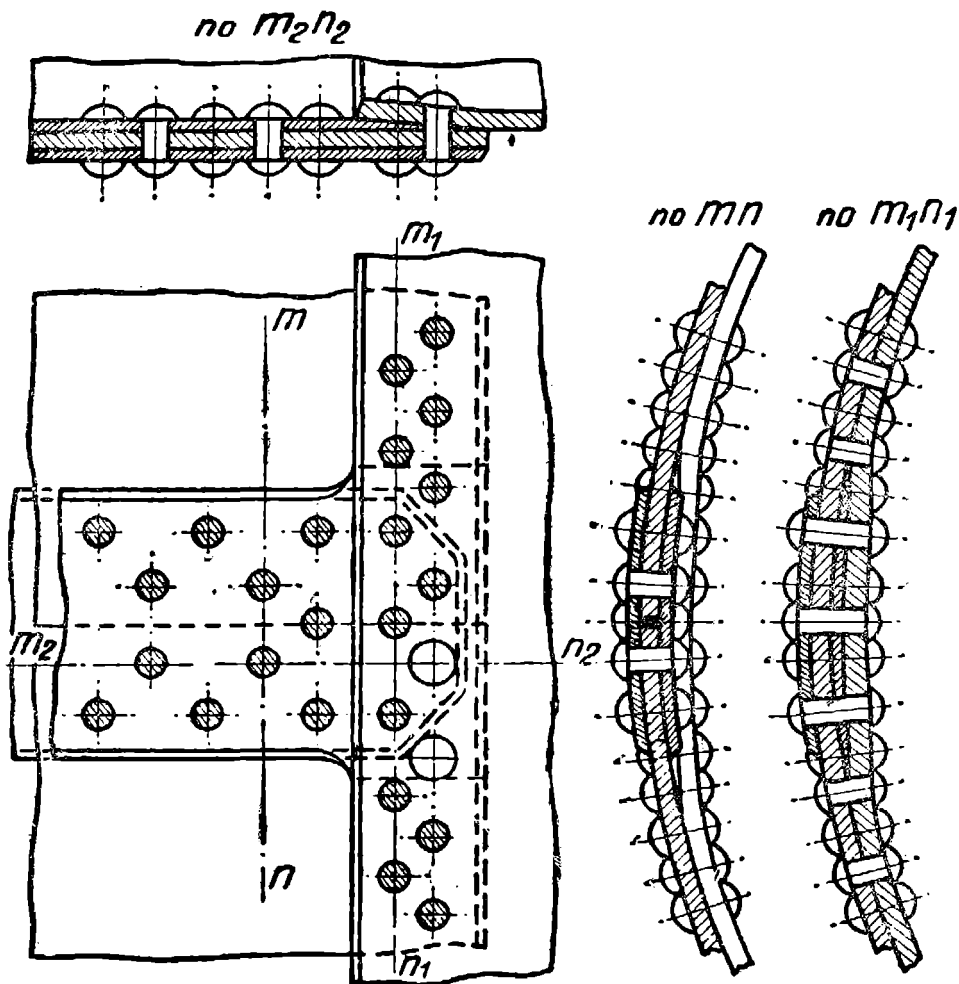


Рис. 221

для коэффициента скольжения следует брать пониженную величину, принимая $R \approx 500 \text{ кг/см}^2$.

§ 74. Клепка корпуса парового котла.

На рис. 224 представлены продольный и поперечный разрезы корнваллийского парового котла (с одной жаровой трубой) с детализировкой характерных мест его клепки. Соответственно этому на рис. 225 показана

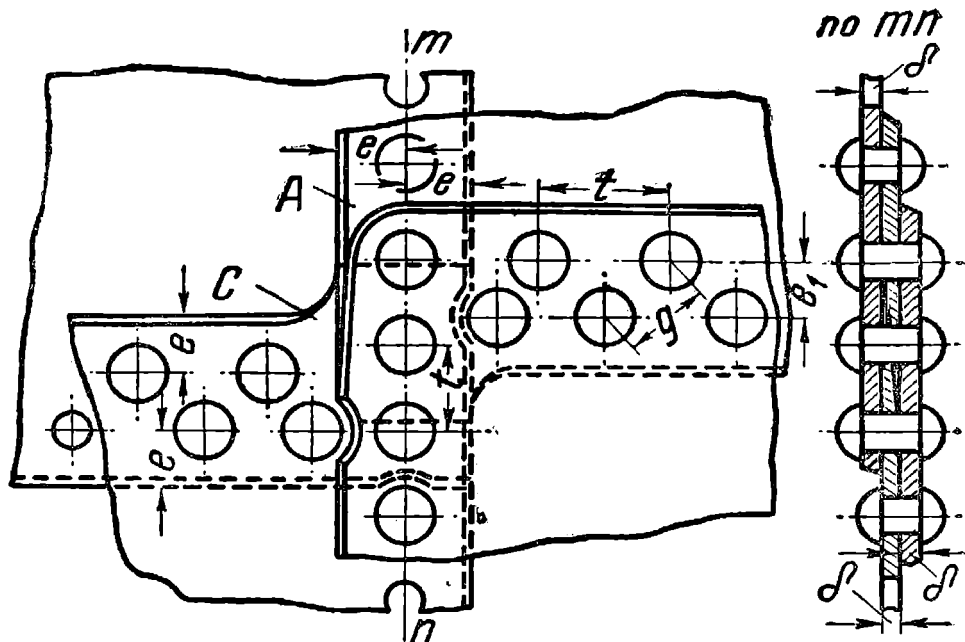


Рис. 222

деталь участка *A*, где происходит сопряжение продольного двухрядного шва внахлестку с поперечным однорядным швом внахлестку путем оттяжки одной из кромок листов.

На рис. 226 продетализирован участок *B*, соответствующий соединению дна котла с корпусом его.

Рис. 227 представляет деталь участка *C*, где происходит соединение дна котла с волнистой жаровой трубой.

На рис. 228 показана деталь участка *E*, соответствующего местам соединения сухопарника с корпусом котла с одной стороны и сухопарника с днищем его с другой, причем здесь же указано и укрепляющее лаз кольцо.

Наконец рис. 229 воспроизводит участок *F*, где осуществлено соедине-

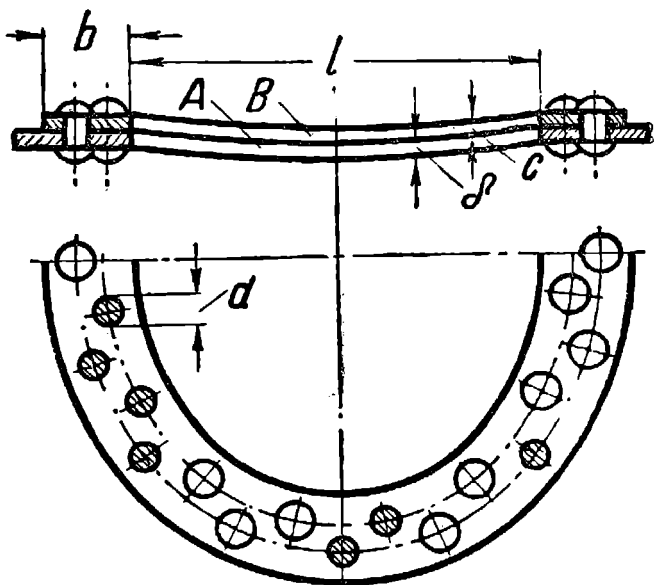


Рис. 223

УДМУТ
(ДИТ)

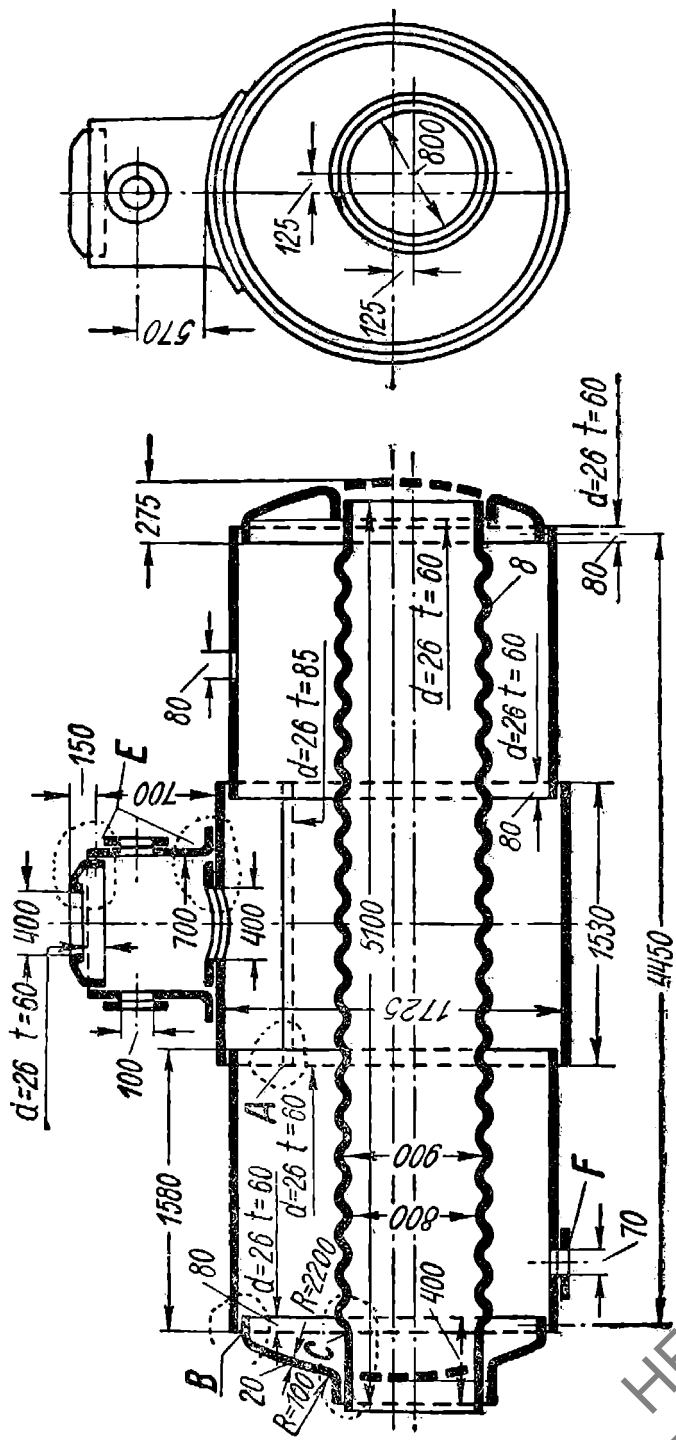


Рис. 224

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

ние фланца с корпусом котла для прикрепления к последнему спускного (продувного) крана.

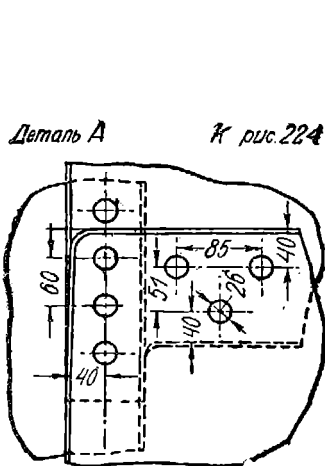


Рис. 225

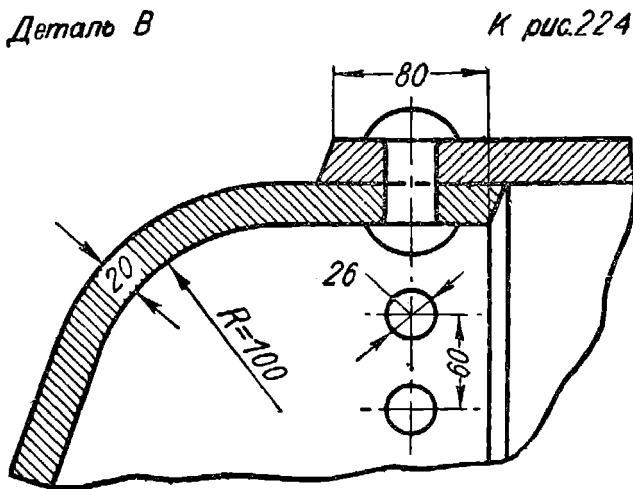


Рис. 226

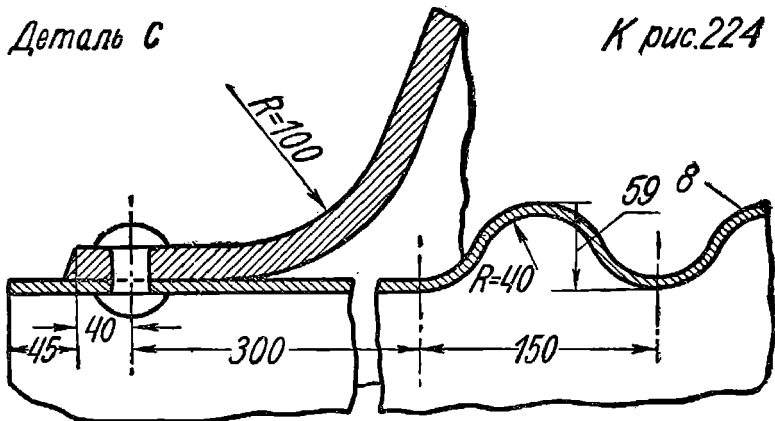


Рис. 227

§ 75. Выбор котельного шва.

Переходя к выбору котельного заклепочного шва, нельзя осуществить, конечно, последний путем определенного правила. В основу выбора должны быть положены сводные данные практики и экономические соображения.

Наиболее простым, а следовательно и сравнительно дешевым швом является однорядный шов внахлестку и вообще швы внахлестку, но вследствие дополнительных напряжений от изгиба, увеличивающихся с увеличением

Деталь E

К рис. 224

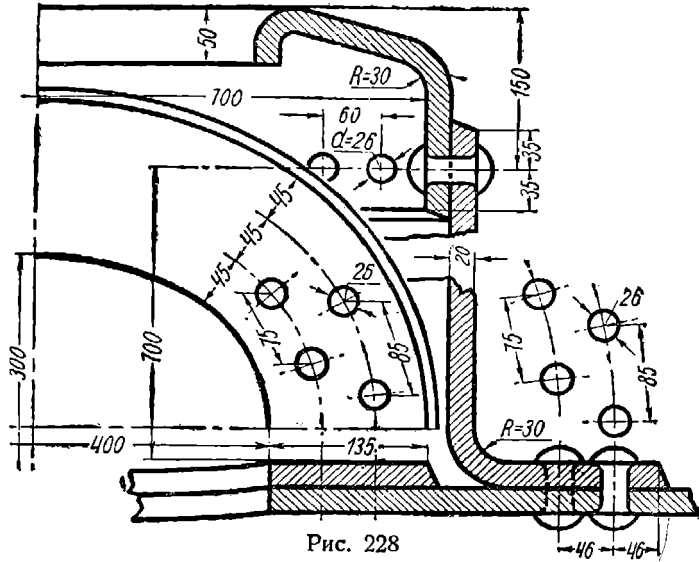


Рис. 228

Деталь F

К рис. 224

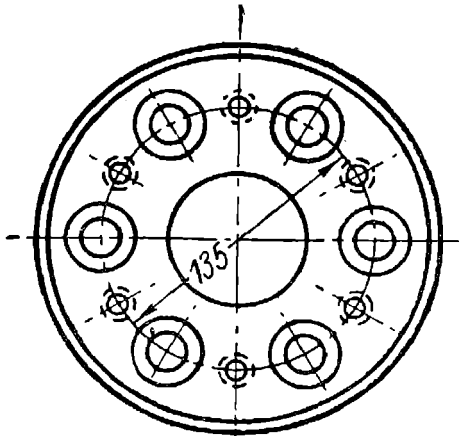
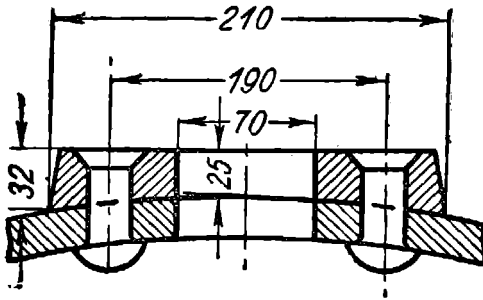


Рис. 229

толщины листов корпуса котла, рекомендуется при толщине листов свыше 12 мм уже избегать швов внахлестку, переходя к более сложным швам встык (с накладками). Касаясь же в частности одностороннего шва внахлестку, следует заметить, что для продольного шва лучше его не употреблять вовсе, сохраняя его лишь для поперечных швов.

Швы встык с одной накладкой, не разрешая окончательно вопроса об уничтожении влияния дополнительных напряжений от изгиба при наличии пары сил, занимают промежуточное положение между швами внахлестку и двухсрезными, являясь проще и дешевле последних.

Швы с двумя накладками (двухсрезные), обладая большей величиной коэффициента прочности, позволяют применять для корпуса котла листы меньшей толщины, но сложность и более дорогая стоимость их также должны приниматься во внимание. В частности, двухсрезные швы избавлены от дополнительных напряжений изгиба вследствие отсутствия изгибающей пары сил.

Не выделяя определенного правила для выбора типа котельного шва, можно будет остановиться на таблице № 6, помещенной в приложении к данному курсу, по которой можно ориентировочно выбрать тот или иной тип шва, а затем уже внести соответствующие поправки в выбор, проведя поверку на прочность и плотность шва. В этой таблице исходной величиной для выбора шва является $\frac{Dp}{2}$, где D — диаметр котла (в см), p — давление пара (в кг/см²), причем числовая величина его откладывается на горизонтальной оси. Вертикальная ось служит для ориентировочного выбора шва между ограничительными наклонными линиями: с левой стороны (направление L) определяется тип продольного шва, а с правой (направление R) — поперечного.

Большое значение на облегчение корпуса котла (в смысле уменьшения толщины стенки его при данном давлении) имеет выбор сорта материала и коэффициента (степени) безопасности.

Считаясь с применением для котельных листов литого железа, или стали № 3 (по спецификации, данной в приложении), обращаем внимание на пределы изменения временного сопротивления их, соответственно которым можно допустить выбор

$$\sigma_b = (3000 \div 5000) \text{ кг/см}^2.$$

Что же касается коэффициента безопасности, то его можно выбирать согласно следующей таблицы:

Тип шва	Характер клейки	Коэффициент безопасности
Односрезный	Ручная	$n = 4,75$
То же	Машинная	$n = 4,5$
Двухсрезный	Ручная	$n = 4,25$
То же	Машинная	$n = 4$

§ 76. Сварка в котельном деле.

Сварка, проникая с заметной быстротой в область гражданского строительства и вытесняя собою устарелую клейку, не обошла также и котельного дела. Если не так давно сварка была недопустима для паровых котлов вследствие своей ненадежности при условиях выполнения ее в то время, то теперь она уже является разрешенной в котельном деле.

Наплавочные работы на кромки листов решеток огневых коробок, испорченных разведанием, заварка трещин от кромки листа до заклепки, сварка потолка огневой коробки и вообще сварка этой коробки целиком, сварка встык на ширину поперечного шва концов новых свальцованных звеньев, приварка дымогарных и жаровых труб к задней решетке, заварка в барабанах раковин любой глубины протяжением не более 4 см — вот характерные примеры сварки в котельном деле, предусмотренные ОСТ.

Затем факт изготовления во Владивостоке при помощи дуговой электро-сварки двух котлов с жаровыми трубами для водяного отопления, причем

для каждого котла пришлось выполнить сварные швы длиной примерно 75 м; все эти примеры свидетельствуют о решительном внедрении сварки и в котельное дело.

Наконец нелишним является привести вид соединения для паропровода с температурой пара 425° С при давлении 40 атм., осуществленного в последнее время в Мюнхене путем сварки.¹

На рис. 230 представлены два конца труб паропровода, соединенные сваркой встык и схваченные специальными шестью накладками путем приварки их к трубам на месте стыка по всему контуру этих накладок, имеющих овальную форму.

При употреблении таких накладок длиной $l = D$, где D — внутренний диаметр паропровода, удалось достичь коэффициента прочности поперечного шва в 100%, причем толщина накладок была выбираема в пределах

$$\delta_1 = (0,75 \div 1) \delta,$$

где δ — толщина стенки паропровода.

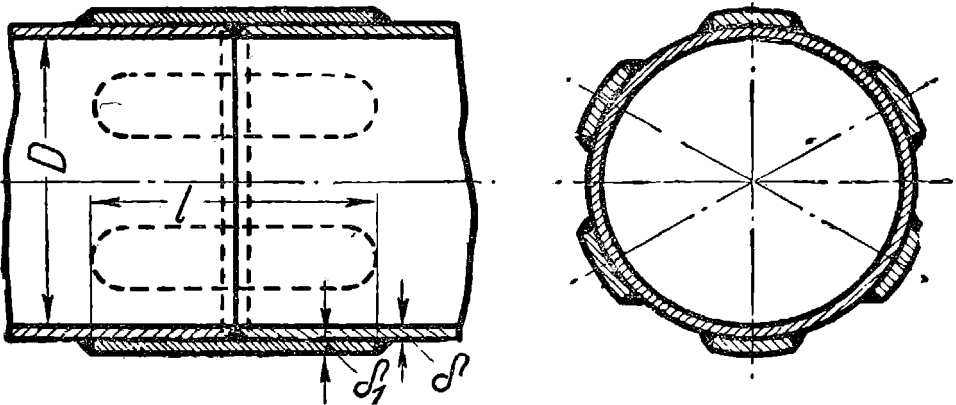


Рис. 230

§ 77. Примеры.

Пример 26. Рассчитать котельные заклепочные швы для парового котла внутреннего диаметра $D = 200$ см при манометрическом давлении 10 атм.

Дано	Найти
$D = 200$ см	δ, d, t, e
$p = 10$ кг/см ²	

Решение. Допустим, что для изготовления котла применяется железо при временном сопротивлении $\sigma_b = 3600$ кг/см² и при степени надежности $n = 4$.

Примем для продольного шва трехрядный с двумя накладками разной ширины (рис. 150), беря для него допускаемый коэффициент прочности

$$\varphi = 0,84.$$

В таком случае толщина стенки котла согласно формулы (77) получится равной

$$\delta = \frac{Dpn}{2 \cdot \sigma_b \cdot \varphi} + c = \frac{220 \cdot 10 \cdot 4}{2 \cdot 3600 \cdot 0,84} + 0,3 = 1,6 \text{ см.}$$

УДУНТ
(ДИТ)

Соответственно этому берем по таблице № 8 (приложение I) размеры шва:

$$\begin{aligned} \text{диаметр заклепки } d &= 2,3 \text{ см,} \\ \text{шаг заклепочный } t &= 15,6 \text{ см,} \end{aligned}$$

причем эту величину шага выдерживаем в 1-му ряду заклепок, уменьшая в последующих.

Переходя к проверке шва на плотность, учтем силу $(P_1)_t$, действующую на продольный шов длиной $t = 15,6 \text{ см}$, величина которой будет

$$(P_1)_t = \frac{Dpt}{2} = \frac{200 \cdot 10 \cdot 15,6}{2} = 15\,600 \text{ кг.}$$

Соответственно этой силе получим для 2-го ряда по формуле (95) действительную величину коэффициента скольжения

$$\psi = \frac{P - 1 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot R}{(m - 1) \cdot \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{15\,600 - 1 \cdot \frac{3,14 \cdot 2,3^2}{4} \cdot 700}{(5 - 1) \cdot \frac{3,14 \cdot 2,3^2}{4}} = 765 \text{ кг/см}^2,$$

где

$$P = (P_1)_t = 15\,600 \text{ кг,}$$

а так как для двухрядного двухсрезного шва (2-й ряд) допускаемая величина коэффициента скольжения

$$R = 1150 \text{ кг/см}^2 > \psi = 765 \text{ кг/см}^2,$$

то условие плотности является удовлетворительным.

Подобным же образом получаем для 3-го ряда коэффициент скольжения равный

$$\psi_1 = \frac{(P_1)_t - 3 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot R}{(m - 3) \cdot \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{15\,600 - 3 \cdot \frac{3,14 \cdot 2,3^2}{4} \cdot 700}{(5 - 3) \cdot \frac{3,14 \cdot 2,3^2}{4}} \approx 830 \text{ кг/см}^2,$$

что опять приводит к удовлетворительному результату, так как

$$\psi = 830 \text{ кг/см}^2 < R = 1150 \text{ кг/см}^2,$$

несмотря на то, что для трех заклепок 2-го и 1-го рядов, воспринимающих на себя частично действующую силу $(P_1)_t$, мы взяли уменьшенную для 2-го ряда величину коэффициента скольжения шва $R = 700 \text{ кг/см}^2$ вместо допускаемой 1150 кг/см^2 . Толщина наладки будет

$$\delta_1 = \frac{3}{8} \delta = \frac{3}{8} \cdot 1,6 = 1 \text{ см.}$$

Для поперечного шва принимаем двухрядный внахлестку, выбирая допускаемые величины коэффициента прочности и коэффициента скольжения соответственно равные

$$\varphi = 0,68 \text{ и } R = 700 \text{ кг/см}^2.$$

№ 8
УДУН
(ДНТ)

Оставляя величину диаметра заклепок для поперечного шва равной

$$d = 2,3 \text{ см},$$

определяем величину заклепочного шага (табл. № 7, приложение I)

$$t = 2,6 d + 1,5 = 2,6 \cdot 2,3 + 1,5 = 7,5 \text{ см}.$$

После этого проверка коэффициента прочности шва приводит к зависимости

$$\eta = \frac{t - d}{t} = \frac{7,5 - 2,3}{7,5} = 0,69 > \varphi = 0,68,$$

а проверка плотности — к зависимости

$$\psi = \frac{(P_2)t}{m \cdot \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{3750}{2 \cdot 3,14 \cdot \frac{2,3^2}{4}} = 452 \text{ кг/см}^2 < 700 \text{ кг/см}^2,$$

где сила $(P_2)t$, действующая на поперечный шов длиной t , оказалась равной

$$(P_2)t = \frac{D p t}{4} = \frac{200 \cdot 10 \cdot 7,5}{4} = 3750 \text{ кг}.$$

Итак поперечный шов оказался удовлетворительным на прочность и плотность.

Проверка на сопротивляемость срезу заклепок на том же участке шва приводит также к удовлетворительному результату, так как

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{(P_2)t}{m \cdot \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{3750}{2 \cdot 3,14 \cdot \frac{2,3^2}{4}} = 452 \text{ кг/см}^2 < R_s = \\ &= \frac{4}{5} R_z = \frac{4}{5} \frac{\sigma_b}{n} = \frac{4}{5} \cdot \frac{3600}{4} = 720 \text{ кг/см}^2. \end{aligned}$$

Пример 27. Рассчитать корпус корнваллийского парового котла (рис. 224), внутренний диаметр которого $D = 172,5 \text{ см}$, длина $L = 445 \text{ см}$ и манометрическое давление пара $p = 9 \text{ кг/см}^2$.

Решение. Выбирая для корпуса котла железо с временным сопротивлением $\sigma_b = 3400 \text{ кг/см}^2$ при степени надежности $n = 4,5$ и задаваясь для продольного шва двухрядным типом внахлестку при допустимой величине коэффициента прочности $\varphi = 0,70$, получим толщину стенки котла равной

$$\delta = \frac{D p \cdot n}{2 \sigma_b \cdot \varphi} + c = \frac{172,5 \cdot 9 \cdot 4,5}{2 \cdot 3400 \cdot 0,7} + 0,3 = 1,5 + 0,3 = 1,8 \text{ см}.$$

Соответственно этому получим размеры продольного шва, пользуясь таблицей Баха (приложение I), равными: диаметр заклепки

$$d = \sqrt{5\delta} - 0,4 = \sqrt{5 \cdot 1,8} - 0,4 = 2,6 \text{ см},$$

заклепочный шаг

$$t = 2,6d + 1,5 = 2,6 \cdot 2,6 + 1,5 = 8,26 \text{ см} \approx 8,5 \text{ см}.$$

Проверка коэффициента прочности шва приводит к удовлетворительному результату, так как

$$\eta = \frac{t-d}{t} = \frac{8,5-2,6}{8,5} \approx 0,7 = \varphi = 0,7$$

Проверка шва на плотность дает также удовлетворительный результат, так как

$$\psi = \frac{(P_1)t}{2 \cdot \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{Dpt}{2 \cdot \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{172,5 \cdot 9 \cdot 8,5}{3,14 \cdot 2,6^2} \approx 622 \text{ кг/см}^2 < R = 650 \text{ кг/см}^2,$$

Условие сопротивляемости заклепок срезу на том же участке приводит к зависимости

$$\tau = \frac{(P_1)t}{2 \cdot \frac{\pi d^2}{4}} \approx 622 \text{ кг/см}^2 < R_s = \frac{4}{5} \cdot \frac{\sigma_b}{n} = \frac{3400}{4,25} \cdot \frac{4}{5} \approx 677 \text{ кг/см}^2.$$

Поперечный шов котла берем однорядный внахлестку при том же диаметре заклепок $d = 2,6 \text{ см}$, благодаря чему заклепочный шаг получит величину

$$t = 2d + 0,8 = 2 \cdot 2,6 + 0,8 = 6 \text{ см}.$$

Действительная величина коэффициента прочности шва будет равна

$$\eta = \frac{t-d}{t} = \frac{6-2,6}{6} = 0,58 > \varphi = 0,56,$$

что приводит к удовлетворительному результату.

Проверяя шов на плотность на участке его длиной $t = 6 \text{ см}$ при наличии действующей силы

$$(P_2)t = \frac{Dpt}{4} = \frac{172,5 \cdot 9 \cdot 6}{4} \approx 2658 \text{ кг},$$

получим действительную величину коэффициента скольжения

$$\psi = \frac{(P_2)t}{m \cdot \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{3658}{1 \cdot \frac{3,14 \cdot 2,6^2}{4}} = 501 \text{ кг/см}^2 < R = 600 \text{ кг/см}^2,$$

т. е. удовлетворительный результат.

Такой же результат получится и при проверке заклепок на срез в пределах того же участка шва, так как

$$\tau = \frac{(P_2)t}{m \cdot \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{2658}{1 \cdot \frac{3,14 \cdot 2,6^2}{4}} = 501 \text{ кг/см}^2 < R_s = 677 \text{ кг/см}^2.$$

Переходя к определению толщины стенок днища и жаровой трубы, будем иметь для днища по формуле (78) толщину равной

$$\delta_0 = \frac{P \cdot p}{2 \cdot R_z} + c = \frac{220 \cdot 9}{2 \cdot 500} + 0,1 \approx 2 \text{ см},$$

НЕ
УДУНТ
(ДНТ)
183

где принято

$$R = 220 \text{ см},$$

$$R_z = 500 \text{ кг/см}^2,$$

и толщину стенки жаровой трубы при диаметре ее $d = 80 \text{ см}$ равной согласно формулы (79)

$$\delta_1 = \frac{pd}{1000} + c = \frac{9 \cdot 80}{1000} + 0,1 \approx 0,8 \text{ см}.$$

Переходя к определению числа заклепок для прикрепления укрепляющего кольца к лазу котла в сухопарнике, определим предварительно ширину b этого кольца, которая при размерах лаза $300 \times 400 \text{ мм}$ будет иметь, согласно формулы (109), размер

$$b = \frac{\varphi \cdot l \delta}{2c} + md = \frac{0,7 \cdot 40 \cdot 1,8}{2 \cdot 2,2} + 1 \cdot 2,6 = 14 \text{ см}$$

при выбранной толщине $c = 2,2 \text{ см}$.

В таком случае число заклепок на одну сторону оси лаза получится по формуле (110) равным

$$n = \frac{Dp \cdot l}{2 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot R} = \frac{172,5 \cdot 9 \cdot 40}{2 \cdot \frac{3,14 \cdot 2,6^2}{4} \cdot 500} = 12,$$

где принято

$$R = 500 \text{ кг/см}^2.$$

§ 78. Вопросы для самопроверки.

- 1) Какая существует зависимость между действительными напряжениями в продольном и поперечном сечениях цилиндрического барабана парового котла?
- 2) Чем учитывается при расчете толщины стенки котла ослабление ее заклепочными отверстиями?
- 3) Указать последовательность расчета продольного и поперечного котельных заклепочных швов.
- 4) Какие швы котла делаются крепче — продольный или поперечный и почему?
- 5) Как производится проверка котельного заклепочного шва на прочность?
- 6) Как производится проверка котельного заклепочного шва на плотность?
- 7) Что называется коэффициентом скольжения шва?
- 8) Чем достигается на практике уплотнение швов?
- 9) Для чего делаются фасонные вырезы у котельного заклепочного шва, представленного на рис. 149
- 10) Почему у котельного заклепочного шва, представленного на рис. 150, накладки имеют различную ширину?
- 11) Для чего у лазов в корпусе котла ставят укрепляющие кольца?
- 12) Как ведется расчет поперечного сечения укрепляющего лаз кольца?
- 13) Какие соображения положены в основу выбора котельных заклепочных швов?

Задание 12.

ПЛОТНАЯ КЛЕПКА.

§ 79. Заклепочные швы плотной клепки и расчет их.

От заклепочных швов плотной клепки требуется достаточная герметичность, при осуществлении которой устраняется возможность просачивания жидкости или газа через заклепочные швы. Соответственно этому примером

плотной клепки является клепка резервуаров, газгольдеров, железных дымовых труб и т. п.

Герметичность шва достигается обычно или подчеканкой, которая допустима при толщине листов не меньше 6 мм, или путем прокладки между кромками соединяемых листов просаленного холста (рис. 231), причем последняя допускается лишь при наличии тех жидкостей, которые не могут разъесть ее.¹

Что касается толщины листов, употребляемых для плотной клепки, то она колеблется обычно в пределах (4 ÷ 10) мм и может изменять свою величину в пределах одного и того же резервуара соответственно изменению гидростатического давления жидкости, в зависимости от которого и ведется первоначальный расчет ее.

Из заклепочных швов наиболее характерными для плотной клепки являются швы в нахлестку — однорядный и двухрядный.

Размеры заклепочного шва рассчитываются по эмпирическим формулам, учитывающим исключительно требования герметичности, так как условия прочности при правильно определенной толщине стенки резервуара оказываются выполненными, причем эта последняя и является основным размером для расчета шва.

Соответственно этому, если δ — толщина склепываемых листов (толщина стенки резервуара), d — диаметр заклепки, t — заклепочный шаг, e — расстояние центра заклепки от ближайшей кромки листа, e_1 — расстояние между рядами в двухрядном шве, то получаются:

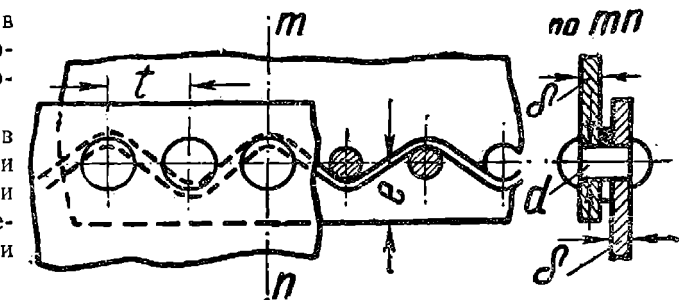


Рис. 231

Размеры	Для однорядных швов	Для двухрядных швов
d	$\delta + 0,7$	$\delta + 0,7$
t	$3d + 0,5 \text{ см}$	$4d + 0,8 \text{ см}$
e	$1,5d$	$1,5d$
e_1	—	$1,75d$

§ 80. Определение толщины стенки и размеров внутренних связей прямоугольного резервуара.

Прямоугольные резервуары (рис. 232) состоят обыкновенно из плоского дна A и плоских боковых стенок B , скрепляемых с последним при помощи уголкового железа по всему его контуру. Боковые стенки требуют определенного укрепления, которое с наружной верхней стороны выполняется по-

¹ На рис. 231 расстояние между кромками соединяемых листов показано утрированно увеличенным.

средством уголка, а внутри при помощи вертикальных уголков a , скрепляемых в свою очередь полосовым железом b .

Подобное укрепление стенок значительно утяжеляет конструкцию, особенно при большой емкости, вследствие чего в настоящее время применение прямоугольных резервуаров и ограничено небольшими водопроводами и котельными, где они служат баками для воды.

При расчете толщины δ стенки прямоугольного резервуара можно рассматривать ее как прямоугольную пластину, укрепленную по периметру и нагруженную равномерно распределенной нагрузкой, соответствующей гидростатическому давлению жидкости на глубине расположения пластины.

Соответственно этому придется взять формулу в общем виде

$$0,5\varphi \cdot \frac{a^2 b^2}{a^2 + b^2} \cdot \frac{p}{s^2} = R_b,$$

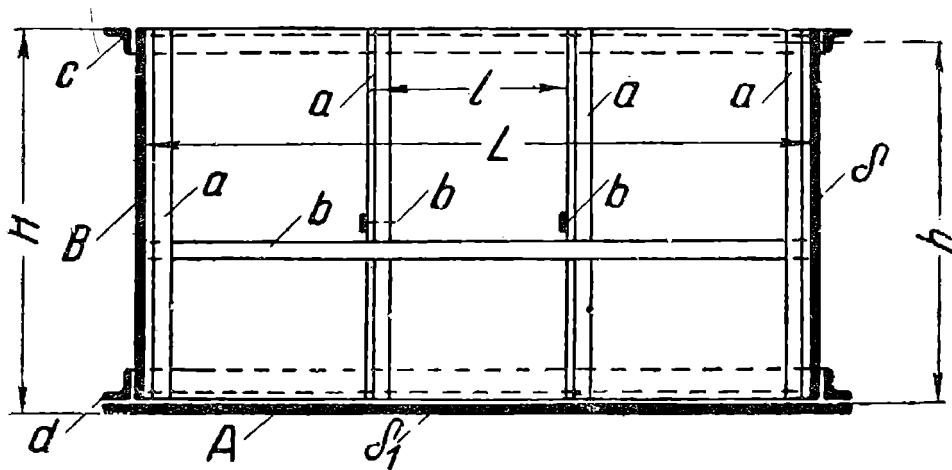


Рис. 232

откуда

$$s = ab \sqrt{\frac{0,5\varphi}{a^2 + b^2} \cdot \frac{p}{R_b}}.$$

Если же H, L, δ — высота, длина и толщина стенки прямоугольного резервуара (рис. 233), то предыдущее выражение после подстановки однозначных величин $a = L, b = H$ и $s = \delta$ и решения примет окончательный для определения толщины стенки вид

$$\delta = LH \sqrt{\frac{0,5\varphi}{L^2 + H^2} \cdot \frac{p}{R_b}}, \quad (111)$$

где p — гидростатическое давление, соответствующее рассматриваемому участку стенки,

$\varphi \approx 0,75$ — коэффициент.

На практике толщина стенок резервуара колеблется обычно в пределах (4 ÷ 6) мм, а потому при большей величине ее, даваемой формулой (111),

принято не выходить из указанных пределов, но зато дополнительно укреплять уголками стенки резервуара, как это было предусмотрено на рис. 232, где показаны вертикальные укрепляющие уголки a , скрепленные в свою очередь между собою поперечными связями b из полосового железа.

Так как давление жидкости на вертикальную стенку резервуара изменяется от 0 до γH , то для расчета по приведенной формуле надо брать среднее давление, т. е. принять

$$p = \frac{\gamma H}{2},$$

где γ — удельный вес жидкости, принимаемый для воды $0,001 \text{ кг/см}^3$.

Переходя к расчету укрепляющих уголков, определим сначала наибольшее предельное расстояние l между ними, которое можно получить, подставляя в формулу (111) значение $L=l$, соответственно чему будем иметь

$$\delta = H \cdot l \sqrt{\frac{0,5 \varphi}{H^2 + l^2} \cdot \frac{p}{R_b}}.$$

Определяя отсюда l , получим

$$l = \delta H \sqrt{\frac{R_b}{0,5 \varphi \cdot p H^2 - R_b \delta^2}},$$

что при подстановке значения $p = \frac{\gamma H}{2}$ дает

$$l = \delta H \sqrt{\frac{R_b}{0,25 \varphi \gamma H^3 - R_b \delta^2}}, \quad (112)$$

куда на место δ подставляем выбранную нами в вышеупомянутых пределах толщину стенки.

Пусть имеется один ряд укрепляющих уголков поперечных связей b , расположенных на высоте h от дна резервуара.

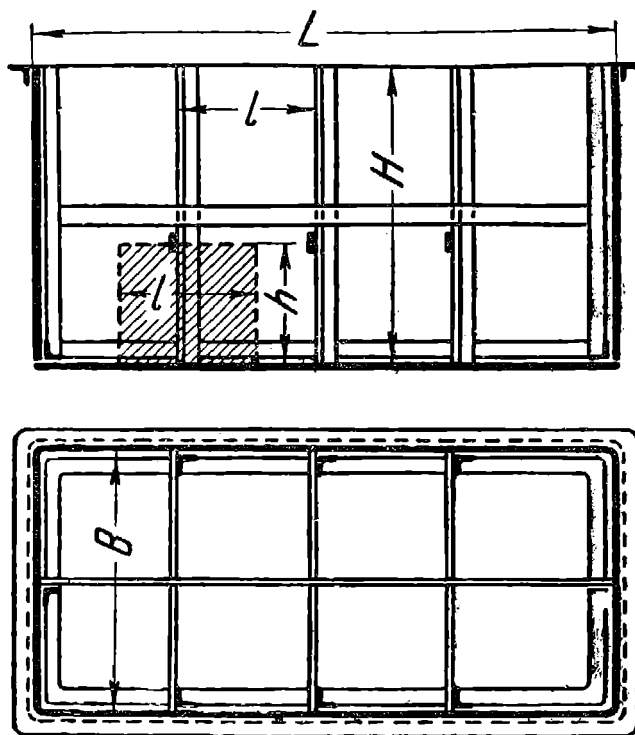


Рис. 233

УДМУНТ
(ДИТ)

Тогда суммарное давление жидкости на нижнюю часть уголка соответствует гидростатическому давлению, приходящемуся на заштрихованную часть (рис. 233) стенки площадью lh , соответственно чему давление будет

$$P_1 = p_1 lh,$$

но так как

$$p_1 = \gamma \cdot \frac{H + (H - h)}{2} = \gamma \cdot \frac{2H - h}{2},$$

то

$$P_1 = \gamma lh \cdot \frac{2H - h}{2}.$$

Исходя же из условия сопротивляемости этой части уголка изгибу как балки с равномерно распределенной нагрузкой, будем иметь

$$\frac{\gamma lh^2 (2H - h)}{8} \leq W_1 R_b$$

откуда

$$W_1 \geq \frac{\gamma lh^2 (2H - h)}{16 R_b}. \quad (113)$$

Рассуждая подобным же образом относительно нагрузки на верхнюю часть того же уголка, будем иметь суммарное давление, приходящееся на него, равным

$$P_2 = p_2 l (H - h),$$

где среднее гидростатическое давление

$$p_2 = \gamma \cdot \frac{H - h}{2},$$

а потому

$$P_2 = \frac{\gamma l (H - h)^2}{2},$$

соответственно чему условие сопротивляемости изгибу будет

$$\frac{\gamma l (H - h)^2}{16} \leq W_2 R_b,$$

откуда

$$W_2 \geq \frac{\gamma l (H - h)^2}{16 R_b}. \quad (114)$$

Принимая же необходимым равенство моментов сопротивления W_1 и W_2 для верхней и нижней частей уголка, получим

$$\frac{\gamma lh^2 (2H - h)}{16 R_b} = \frac{\gamma l (H - h)^2}{16 R_b},$$

или

$$h^2 - 3Hh + H^2 = 0,$$

откуда после решения уравнения будем иметь

$$h = 0,38 H. \quad (115)$$

Если теперь подставить последнее выражение h в формулы (113) или (114), то получится соотношение для определения расчетной величины момента сопротивления W сечения уголка, что позволит подобрать и самый угол соответствующего номера.

Подставив значение $h = 0,38 H$ в формулу (114), будем иметь соотношение

$$W \cong \frac{\gamma l (H - 0,38 H)^3}{16 R_b} = 0,0149 \frac{\gamma l H^3}{R_b}. \quad (116)$$

Наиболее употребительными номерами профилей укрепляющих уголков являются №№ 6,5 и 7,5 по ГОСТ 14.

Если бы расчетный момент сопротивления уголка из формулы (116) оказался по величине больше нежели уголок № 7,5, то пришлось бы поставить второй ряд поперечных связей, располагаемых выше первого.

Площадь поперечного сечения связей, укрепляющих уголки, может быть определена из условия сопротивляемости их разрыву от нагрузки, приходящейся на участок стенки между двумя смежными уголками, соответственно чему будем иметь (при одном ряде связей)

$$\frac{\gamma H}{2} \cdot Hl \leq F_{\text{net}} \cdot R_z,$$

откуда

$$F_{\text{net}} \cong \frac{\gamma H^2 l}{2 R_z}, \quad (117)$$

где F_{net} — площадь ослабленного заклепочными отверстиями сечения связи.

Толщина дна у прямоугольных резервуаров может быть выбрана в пределах

$$\delta_1 = \delta \div (\delta \div 0,2 \text{ см}).$$

§ 81. Цилиндрические резервуары.

На рис. 234 представлена схема цилиндрического резервуара со сферическим дном, причем на наружной верхней стороне его имеется укрепляющее кольцо b из углового железа, а снизу опорное кольцо a такого же профиля. Отсутствие внутренних укрепляющих связей делает конструкцию легкой сравнительно с прямоугольными резервуарами, а потому и наиболее распространенной. Единственным недостатком цилиндрических резервуаров является горизонтальная составляющая сила, действующая на опорное кольцо по направлению к оси резервуара, которая часто является причиной появления течи на месте заклепочного скрепления кольца с нижней частью резервуара.

Толщина стенки цилиндрического резервуара, составляемого по высоте из отдельных склепанных между собою поясов, может быть уменьшена соответственно уменьшению гидростатического давления по направлению сверху вниз. При этом толщина верхнего пояса обычно не делается ниже 4 мм, в то время как нижний пояс может получать толщину в пределах (5 — 6) мм.

Толщина стенки каждого пояса может быть определена по формуле (77), которая имеет вид

$$\delta = \frac{Dpn}{2 \sigma_v \varphi} + c,$$

где $\varphi = 0,51$ при однорядных швах, $\varphi = 0,70$ при двухрядных швах, $c = (0,1 \div 0,2)$ см, $n \geq 4$.

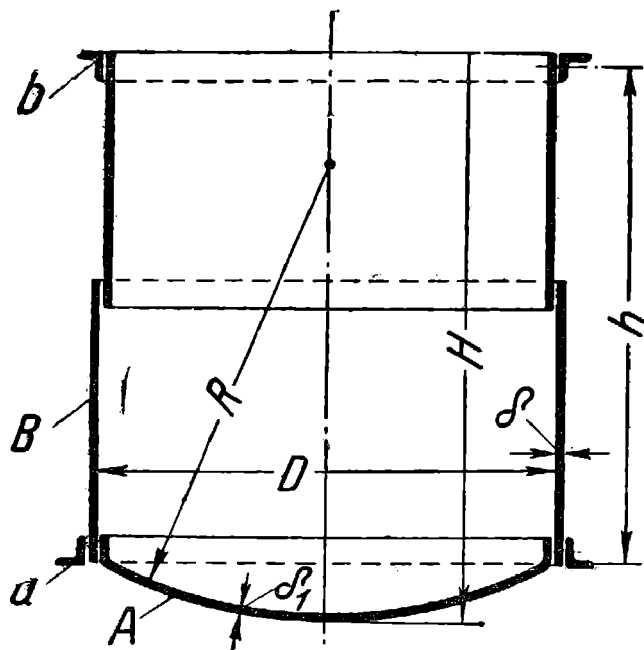


Рис. 234

Для определения же толщины сферического днища можно применить формулу (78)

$$\delta_1 \cong \frac{Dp}{2R_2},$$

причем в обеих формулах величина p представляет гидростатическое давление соответственно расстоянию рассматриваемого участка от верхнего края резервуара.

Следует заметить, что у цилиндрических резервуаров радиус R сферического дна обычно берется равным внутреннему диаметру D резервуара.

§ 82. Клепка цилиндрического резервуара.

На рис. 235 и 236 представлены цилиндрический резервуар (цистерна) и дно его, причем резервуар составлен из двух поясов с постепенно увеличивающейся толщиной стенки от 5 мм до 6 мм.

Рис. 237 изображает продольный и поперечный заклепочные швы резервуара на месте их сопряжения (деталь А), причем оба шва однорядные внахлестку.

Рис. 238 (деталь В цистерны) показывает место сопряжения клепаного сферического дна цистерны, наружного опорного кольца из углового железа с цилиндрическим корпусом ее, причем дно скреплено при помощи двух колец из углового железа, из которых внутреннее является укрепляющим.

На рис. 239 (деталь С цистерны) изображено укрепляющее кольцо, которое ставится при отверстии в корпусе для прикрепления к нему трубы.

Рис. 240 (деталь Е цистерны) показывает место сопряжения верхнего наружного укрепляющего кольца с корпусом цистерны.

Наконец рис. 241 воспроизводит место сопряжения двух поясов цистерны (деталь F) с разной толщиной стенок.

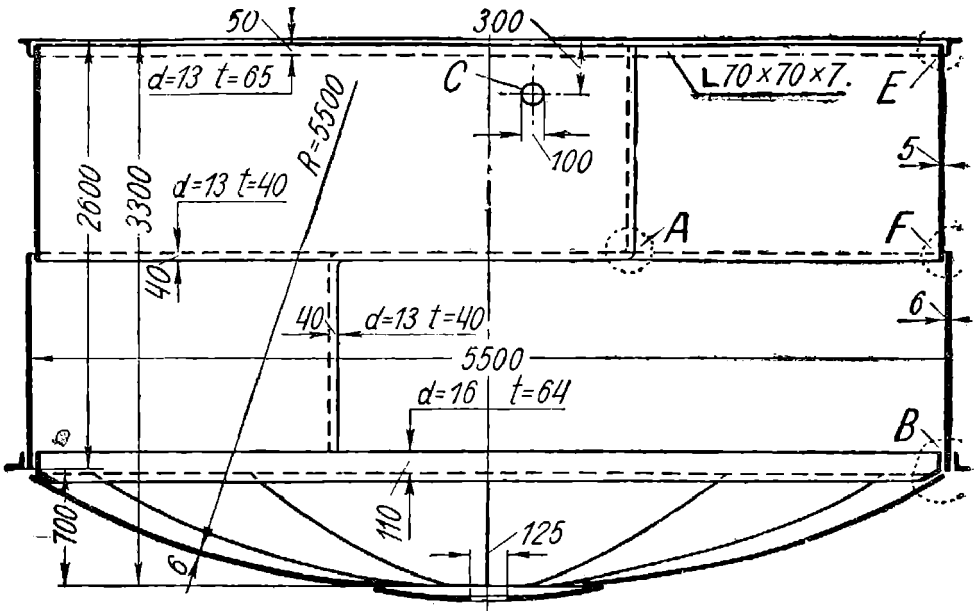


Рис. 235.

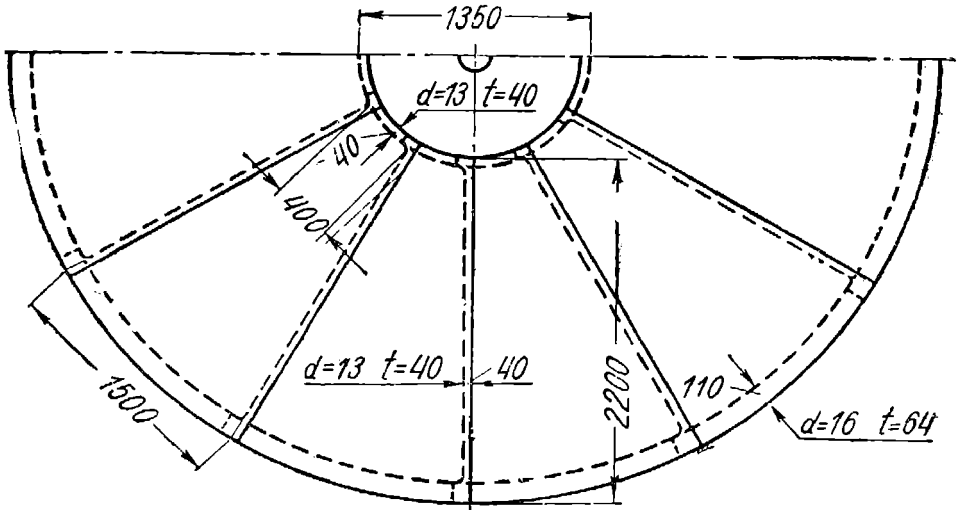


Рис. 236

§ 83. Сварка резервуаров.

Положительные качества сварных швов особенно выявляют себя в плотных швах, к которым предъявляется одно из важных требований — требование герметичности (недопустимость пропуска жидкости или газа), а так как сварные швы оправдывают себя и в смысле прочности (сварные железные

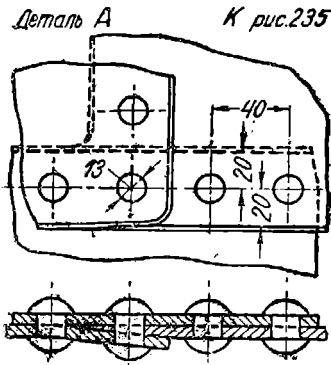


Рис. 237

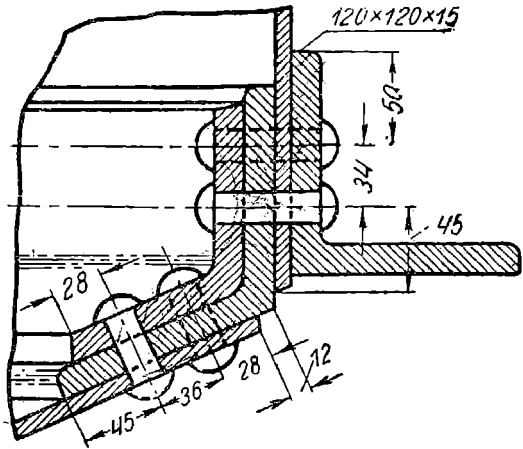


Рис. 238

конструкции гражданских сооружений), то замена плотных заклепочных швов сварными является вполне целесообразной и в достаточной степени уже оправдала себя на практике.

Деталь С К рис.235

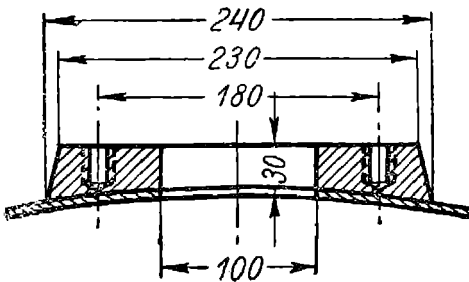


Рис. 239

Рис. 242 дает снимок громадного резервуара, вмещающего 2500 м³ воды, для обслуживания тепловой магистрали гамбургских электрических предприятий и имеющего орму цилиндра высотой 35 м при диаметре 10 м.

Вся конструкция была осуществлена при помощи дуговой электросварки, причем сварные швы составили общую длину примерно в 3000 м. Сварка производилась шестью рабочими и была выполнена в срок около 5 месяцев, причем испытание готового резервуара пробным давлением в 3,5 атм. обнаружало абсолютную водонепроницаемость сварных швов, если не считать ничтожного числа мест, где появилась слабая течь.

Из наших работ следует отметить сварку резервуара для бензина вместимостью 300 т, осуществленную во Владивостоке, причем цилиндрический резервуар имел высоту 6,39 м при диаметре 7,7 м. Сварка была выполнена одним лишь сварщиком в 19 дней.

Не останавливаясь на других

УДМУТ
(ДИТ)

характерных примерах, можно с уверенностью свидетельствовать о больших преимуществах сварки, благодаря которым заклепочные швы прочной и особенно плотной клепки с большой быстротой вытесняются сварными швами, которые с течением времени начинают все более и более завоевывать себе положение и в области прочно-плотной клепки.

§ 84. Примеры.

Пример 28. Рассчитать прямоугольный резервуар для воды, если длина его 325 см, ширина 140 см и высота 200 см.

Дано	Найти
$L = 325 \text{ см}$	δ
$B = 140 \text{ см}$	δ_1
$H = 200 \text{ см}$	

Решение. Первоначально определяем толщину стенки резервуара, которая согласно ф-лы (111) принимает величину

$$\delta = LH \sqrt{\frac{0,5 \cdot \varphi}{L^2 + H^2} \cdot \frac{p}{R_b}} = 325 \cdot 200 \sqrt{\frac{0,5 \cdot 0,75}{325^2 + 200^2} \cdot \frac{0,001 \cdot 200}{2 \cdot 1000}} \approx 1,1 \text{ см,}$$

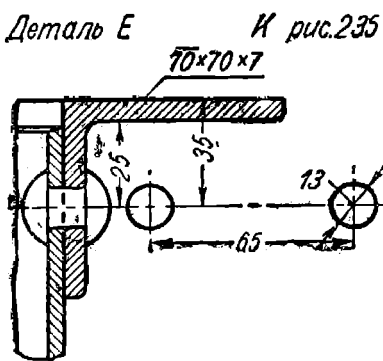


Рис. 240

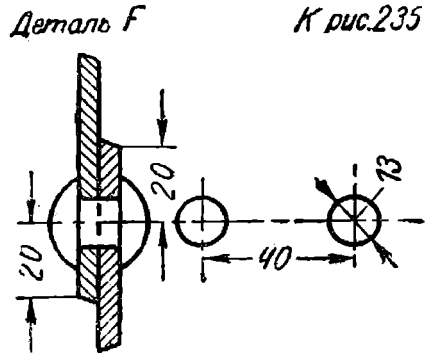


Рис. 241

где принято

$$\varphi = 0,75$$

$$p = \frac{\gamma \cdot H}{2} = \frac{0,001 \cdot 200}{2} \text{ кг/см}^2 \text{ — гидростатическое давление (среднее)}$$

соответственно высоте H ,

$$R_b = 1000 \text{ кг/см}^2 \text{ — для литого железа.}$$

На самом деле принимаем толщину стенки равной $\delta = 6 \text{ мм}$, укрепляя вследствие этого стенки резервуара вертикальными уголками, расстояние между которыми можно получить по формуле (111) равным

$$l = \delta H \sqrt{\frac{R_b}{0,25 \cdot \varphi \cdot \gamma \cdot H^2 - R_b \cdot \delta^2}} =$$

$$= 0,6 \cdot 200 = \sqrt{\frac{1000}{0,25 \cdot 0,75 \cdot 0,001 \cdot 200^2 - 1000 \cdot 0,6^2}} \approx 108 \text{ см}$$

В таком случае для укрепления продольных стенок придется взять число уголков равным

$$n_1 = \frac{L}{l} = \frac{325}{108} \approx 3,$$

а для поперечных —

$$n_2 = \frac{B}{l} = \frac{140}{108} \approx 1,$$

размещая их на равных расстояниях по продольным стенкам и посередине на поперечных.

Момент сопротивления уголка при одном ряде связей получится равным по формуле (116)

$$W \cong 0,0149 \frac{\gamma H^3}{R_b} = 0,0149 \frac{0,001 \cdot 108 \cdot 200^3}{1000} \approx 12,87 \text{ см}^3,$$

соответственно которому подбираем по ОСТ 14 угловое железо размером $75 \times 75 \times 10$ мм.

Связи, укрепляющие противоположные уголки, закрепляются от дна на расстоянии

$$h = 0,38 \cdot H = 0,38 \cdot 200 = 76 \text{ см},$$

причем поперечное сечение их, согласно формулы (117), будет иметь величину

$$F_{net} \cong \frac{\gamma H^2 l}{2 R_z} = \frac{0,001 \cdot 200^2 \cdot 108}{2 \cdot 1000} \approx 2,2 \text{ см}^2.$$

Если учесть диаметр заклепок равным

$$d = \delta + 0,7 = 0,6 + 0,7 = 1,3 \text{ см},$$

принимая его по ОСТ 301

$$d = 14 \text{ мм},$$

то, задаваясь толщиной прямоугольного сечения связи

$$s = 6 \text{ мм},$$

получим полную площадь сечения ее равной

$$F_{brut} = F_{net} + s \cdot d = 2,2 + 0,6 \cdot 1,4 = 3,04 \text{ см}^2,$$

соответственно чему ширина ее окажется равной

$$b = \frac{F_{brut}}{s} = \frac{3,04}{0,6} \approx 5 \text{ см}.$$

§ 85. Вопросы для самопроверки.

- 1) Какие требования предъявляются к заклепочным швам плотной клепки?
- 2) Привести примеры применения плотной клепки.
- 3) Чем достигается на практике уплотнение швов плотной клепки?
- 4) Какие недостатки на стороне прямоугольных резервуаров большой емкости?
- 5) Какие преимущества круглых резервуаров сравнительно с прямоугольными?
- 6) Что принимается в основу расчета толщины стенки резервуара?
- 7) Как производится расчет плотного заклепочного шва вообще?
- 8) Какого типа швы имеют большее применение при клепке резервуаров?

Задание 13.

СТЯЖНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.

§ 86. Элементы стяжного соединения.

Под именем стяжных соединений приходится понимать соединения отдельных частей в одно целое при помощи железных колец, надеваемых в нагретом состоянии на выступы этих частей или при помощи железных накладок, закладываемых также в нагретом состоянии в соответствующие пазы тех же частей. Кольца или накладки, имеющие предварительные размеры меньше соответствующих им выступов или пазов в соединяемых частях, при нагревании до темно-красного каления увеличивают их, вследствие чего получается возможность надеть кольцо на выступы, а накладку вложить в пазы соединяемых частей, причем по уменьшении своих размеров по причине последующего охлаждения кольца и выступы стягивают с достаточной силой упомянутые части.

Так как размеры насаженных колец или заложенных накладок остаются большими сравнительно с первоначальной их величиной, то в поперечных сечениях их появляются напряжения, которые и надо учитывать при расчете соединений этого типа.

Примерами стяжных соединений являются соединения отдельных частей чугунных станин или соединение двух половин маховиков, зубчатых колес и т. п.

На рис. 243 показано соединение двух половин A_1 и A_2 обода маховика, осуществленное при помощи эллиптического кольца C , насаженного в нагретом состоянии на выступы B_1 и B_2 , а также при помощи двух накладок E , заложенных в нагретом состоянии в пазы F_1 и F_2 соединяемых частей.

При наличии сотрясений или ударов применяют иногда дополнительное скрепление стяжных соединений при помощи болтов, как это указано на том же рисунке, где через накладки E пропущено 4 болта a .

Рис. 244 воспроизводит случай соединения половин втулки того же маховика при помощи круглых колец.

§ 87. Определение величины деформации и действующей силы в стяжных соединениях.

Пусть (рис. 245) имеется железная накладка E , заложенная в пазы F_1 и F_2 соединяемых частей A_1' и A_2 .

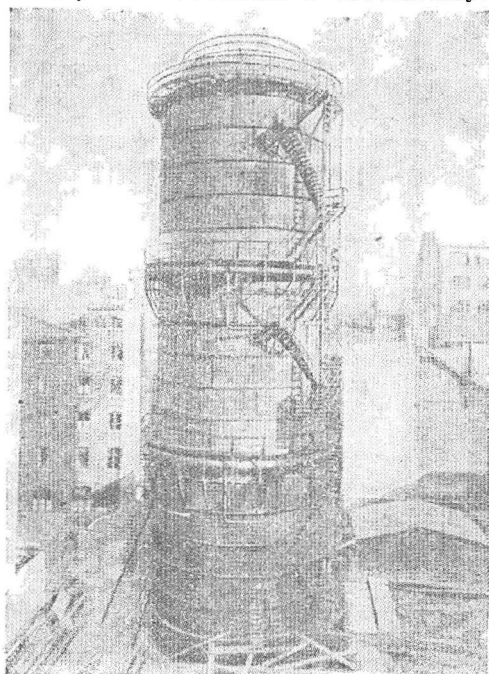


Рис. 242

НБ
УДМУТ
(ДМУТ)

Если l — расстояние между сечениями m_1n_1 и m_2n_2 паза, l_0 — расстояние между головками a накладки до нагрева ее, F — площадь поперечного сечения накладки, то суммарное напряжение в поперечном сечении ее в момент окончательного стягивания соединяемых частей остывшей накладкой будет соответствовать силе

$$P = F \cdot \sigma_1. \quad (*)$$

Так как соответствующее окончательному состоянию накладки действительное напряжение σ_1 должно оставаться меньше предела упругости, то, принимая для железа величину его равной

$$\sigma_1 = 2000 \text{ кг/см}^2,$$

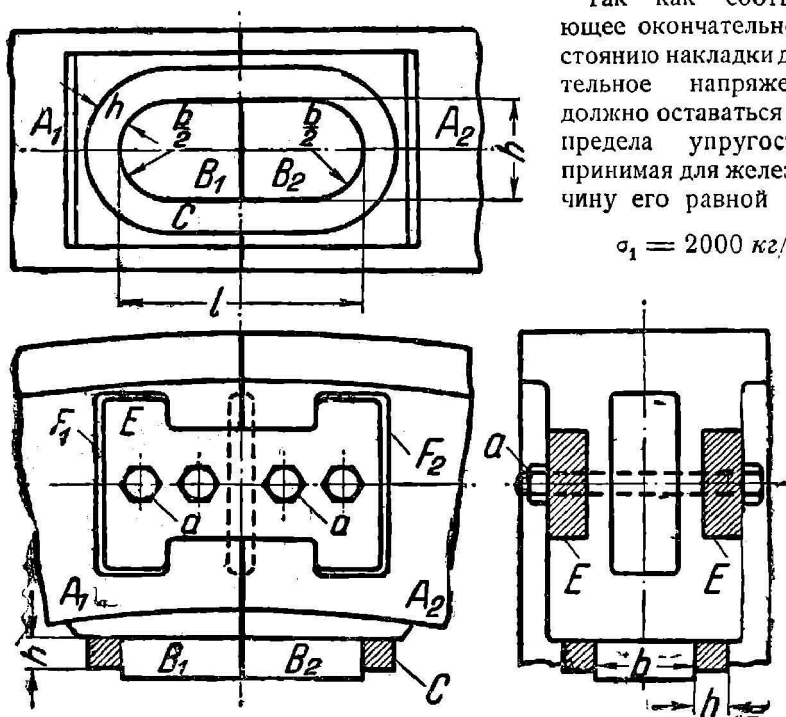


Рис. 243

получим из уравнения упругой деформации при растяжении

$$\sigma_1 = E \epsilon,$$

что относительное удлинение для накладки окажется равным

$$\epsilon = \frac{l - l_0}{l} = \frac{\sigma_1}{E} = \frac{2000}{2\,000\,000} = 0,001,$$

где для железа модуль упругости принят равным

$$E = 2\,000\,000 \text{ кг/см}^2.$$

Полученный результат свидетельствует о весьма малой величине деформации накладки, ставя вместе с тем все затруднения, связанные с изготовлением ее при соблюдении такой степени точности, вследствие чего при расчете обычно задаются большей величиной упомянутой деформации, доводя ее, в частности для железа — до 0,01 и для стали — до 0,02.

Последнее обстоятельство может быть несколько оправдано соображением, что и сами стягиваемые накладкой части соединяемых деталей определенно деформируются, уменьшаясь в своих размерах.

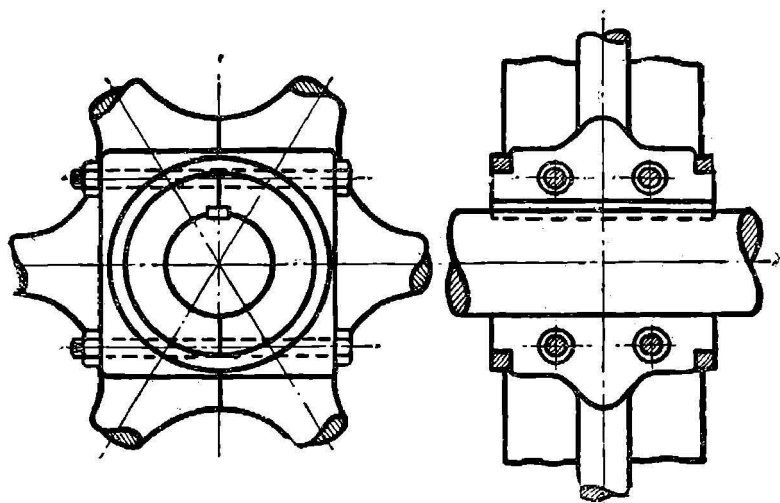


Рис. 244

Что касается расчета стяжного соединения на прочность, то в основу его кладется фиктивная сила P_{ϕ} , принимаемая ориентировочно в двое больше той силы, которая фактически действует на соединяемые детали. Соответственно этому будем иметь

$$P_{\phi} = 2Q, \quad (118)$$

где Q — сила, действующая на соединение.

§ 88. Расчет стяжных колец.

Если Q — действующая на соединение (рис. 243) сила, стремящаяся отделить соединяемые части, b , l , — размеры поперечного сечения стягиваемых выступов B_1 и B_2 , h — сторона поперечного сечения кольца, которое делаем квадратным, тогда фиктивная сила, положенная в основу расчета, будет согласно формулы (118) иметь величину

$$P_{\phi} = 2Q.$$

Эта сила будет стремиться разорвать кольцо C или срезать выступы B_1 и B_2 .

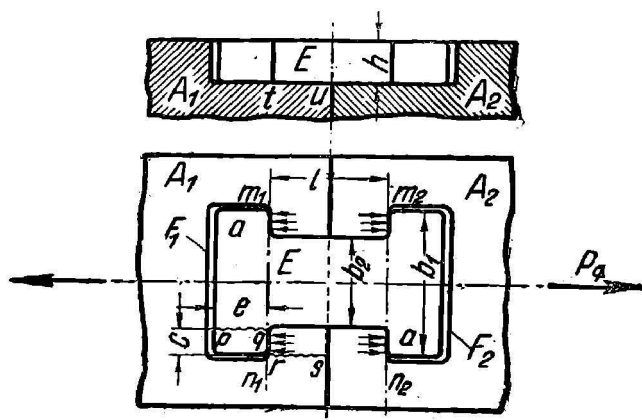


Рис. 245

НЕ
УДАТ
(ДНТ)

Условие сопротивляемости кольца растяжению принимает вид

$$P_{\phi} \leq 2 \cdot h^2 R_z,$$

откуда

$$h \geq \sqrt{\frac{P_{\phi}}{2R_z}}.$$

Принимая же во внимание условие сопротивляемости выступов срезу, получим

$$P_{\phi} \leq F \cdot R_s,$$

где площадь поперечного сечения выступов B_1 и B_2 при внутреннем радиусе закругления кольца $\frac{b}{2}$ окажется равной

$$F = \frac{2 \cdot \pi b^2}{4} + (l - b) \cdot b,$$

а потому

$$P_{\phi} \leq \left[\frac{\pi b^2}{2} + (l - b) b \right] R_s,$$

откуда будем иметь

$$l \geq \frac{1}{b} \left(\frac{P_{\phi}}{R_s} - \frac{\pi b^2}{2} + b^2 \right),$$

или по преобразовании

$$l \geq \frac{P_{\phi}}{b \cdot R_s} - 0,57b,$$

причем размер l_0 до нагрева (посадки) можно определить из соотношения

$$l - l_0 = 0,01l,$$

откуда

$$l_0 = l - 0,01 \cdot l = 0,99l.$$

§ 89. Расчет стяжных накладок.

Пусть (рис. 245) имеется накладка E , заложенная в пазы F_1 и F_2 соединяемых частей A_1 и A_2 .

Принимая в расчет опять фиктивную силу $P_{\phi} = 2Q$, где Q — сила, действующая на соединяемые части, получим размеры поперечного сечения накладки b_2 и h из уравнения прочности при растяжении, принимающего вид

$$P_{\phi} \leq b_2 \cdot h \cdot R_z,$$

откуда при учете зависимости

$$b_2 \approx (1,5 \div 2,5) h$$

можно определить один из размеров сечения, задавшись величиною другого.

Следует заметить, что при наличии скрепляющих накладки болтов, уравнение прочности надо отнести к ослабленному сечению, соответствующему которому

$$P_{\phi} \leq (b_2 - d_0) h \cdot R_z,$$

где d_0 — диаметр стержня болта.

Допуская равенство сопротивляемости упомянутого сечения накладки растяжению и сопротивляемости смятию головки a в пределах соприкосновения опорных поверхностей ее $m_1 n_1$ и $m_2 n_2$ с частями соединяемых половин, получим зависимость

$$P_{\phi} = b_2 h R_z = (b_1 - b_2) \cdot h R_d', \quad (118)$$

что при допущении

$$R_z \approx R_d'$$

приведет к соотношению

$$b_2 = b_1 - b_2,$$

откуда

$$b_1 = 2b_2.$$

Далее, толщину головки e можно определить из условия прочности при изгибе, допуская возможность излома головки по сечению pq , соответственно чему будем иметь

$$\frac{P_{\phi}}{2} \cdot \frac{(b_1 - b_2)}{4} \leq \frac{h \cdot e^2}{6} \cdot R_b,$$

или после подстановки значения P_{ϕ} из уравнения (118) получим

$$\frac{(b_1 - b_2) \cdot h \cdot R_d'}{8} (b_1 - b_2) \leq \frac{h e^2}{6} R_b$$

или

$$3 (b_1 - b_2)^2 R_d' \leq 4 e^2 R_b,$$

что при допущении

$$R_d' \approx R_b$$

и

$$b_1 = 2b_2$$

приведет к зависимости

$$3 b_2^3 \leq 4 e^3,$$

откуда

$$e \geq b_2 \sqrt[3]{\frac{3}{4}} \approx 0,8 b_2.$$

Выступающие части гнезд для накладки подвергаются проверке из условия сопротивляемости их срезу по плоскостям rs и tu , соответственно чему оказывается

$$P_{\phi} = 2 \left(\frac{l}{2} \cdot h + \frac{l}{2} \cdot c \right) \cdot \tau,$$

причем для соблюдения условия прочности должна быть выполнена зависимость

$$\tau = \frac{P_{\phi}}{l(h+c)} \leq R_s. \quad (119)$$

§ 90. Вопросы для самопроверки.

- 1) Охарактеризовать устройство стяжных соединений вообще.
- 2) Как определяется величина деформации стяжной накладки?
- 3) Какая сила должна быть положена в основу расчета стяжных соединений?
- 4) Какова величина относительного удлинения стяжной накладки при ее остывании?
- 5) Каковы недостатки на стороне стяжных соединений?
- 6) В каком случае употребляют болты для укрепления стяжных накладок?
- 7) Указать последовательность расчета стяжного кольца.
- 8) Указать последовательность расчета стяжной накладки.

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА.

I. Рассчитать и вычертить продольный и поперечный заклепочные швы парового котла, если внутренний диаметр барабана его 200 см при длине 9 м, а давление пара по манометру 10 атм.

Схема расчета.

1. Задавшись родом материала и типом продольного шва, определить толщину стенки котла.
2. Определить все размеры продольного шва.
3. Произвести поверку продольного шва на прочность (коэффициент прочности).
4. Произвести поверку шва на плотность.
5. Произвести поверку шва на сопротивляемость заклепок срезу.
6. Выбрав тип поперечного шва, произвести расчет его, а затем поверку на прочность, плотность и срез заклепок.

Примечание. Вычертить по расчетным размерам место сопряжения продольного и поперечного швов в трех проекциях.

II. Клепаная двутавровая балка пролетом 15 м нагружена равномерно распределенной нагрузкой 2000 кг/м. Подобрать сечение балки в расстоянии 5 м от левой опоры и рассчитать стыковые перекрытия вертикальной стенки, поясных уголков и поясных листов, если бы какое-либо из них было осуществлено в этом сечении.

Вертикальная стенка сечения имеет высоту 800 мм при толщине 8 мм.

Схема расчета.

1. Подобрать профиль балки в данном сечении и произвести поверку его на прочность.
2. Рассчитать заклепочный шов верхнего пояса балки.
3. Рассчитать стыковое перекрытие вертикальной стенки
4. Рассчитать стыковое перекрытие поясных уголков.
5. Рассчитать стыковое перекрытие поясных листов.

Примечание. Сделать эскиз поперечного сечения балки, а также стыковых перекрытий вертикальной стенки, поясных уголков и поясных листов с расположением заклепок.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

ПРИЛОЖЕНИЕ I

СВОДНЫЕ СПРАВОЧНЫЕ ТАБЛИЦЫ

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Таблица 1

Моменты упругости и моменты сопротивления главных металлов машиностроения

кг/см².

№№ по порядку	М а т е р и а л ы	Моменты упругости		Временное сопротивление разрыву σ_b	Критическая	Удлинение при разрыве $\delta, \%$
		при растяжении E	при сдвиге G			
1	Чугун { обыкновенный . . . хороший . . . наилучший . . .	750 000	290 000	1 200	Ясно не выражен	Очень малое
		до	до	1 600		
		1 050 000	400 000	2 400		
2	Ковкий чугун	—	—	2 500	1 000	1 5
				до 3 500	до 1 500	
3	Стальные отливки { мягкие . . . средние . . . твердые . . .	2 150 000	830 000	4 500	2 000	8—10 и более
				6 000	3 000	
				8 000	4 000	
4	Сварочное железо (вдоль прокатки)	2 000 000	770 000	3 000	1 400	10—18
				до 4 000	до 1 600	
5	Литое железо { мягкое . . . средн.-твер.	2 150 000	850 000	3 100	1 800	28—34
				до 3 400	до 2 000	
				4 000	2 000	
				до 4 400	до 2 800	20—30

№№ по порядку	Материалы	Моменты упругости		Временное сопротивление разрыву σ_b	Критическая точка	Удлинение при разрыве σ/σ_b	
		при растяжении F	при сдвиге G				
6	Литая сталь	2 200 000	850 000	мягкая	2 000	22	
				обыкн.	сред.-тверд.	2 500	20
					твердая . .	3 000	18
				спец.	мягкая . .	2 500	22
					сред.-тверд.	3 000	20
					твердая . .	3 500	18
7	Тигельная сталь	—	—	мягкая . .	2 500	22	
				сред.-тверд.	3 000	20	
				твердая . .	3 500	18	
				в. твердая . .	до 5 000	14—8	
8	Проволока тигельн. стали	2 150 000	—	10 000	5 000	20	
				до 12 000	до 10 000		
9	Рессорная сталь	2 200 000	850 000	до 10 000 и бол.	4 500 и бол.	10—20	
				до 17 000 и бол.	7 500 и бол.	1—3	
10	Никелевая сталь ¹⁾	—	—	сырая . .	—	30—50	
				закал.	—	30—40	
				сырая	3 000	26—20	
				закал.	3 500	14—10	
				сырая	4 000—5 000	4 000	24—20
				закал.	7 000—8 500	7 000	15—10
				сырая	5 000—5 500	4 000	24—18
закал.	9 000—11 000	7 000—8 000	15—8				
25% пикел.	5 000—6 000	3 500	80				
				10 000—12 000	7 000—8 000	15—8	
				6 000—7 000	3 500	80	

¹⁾ Различные марки завода Bismarckhütte (Oberschlesien), изготовляемые им для автомобильно-аэропланного дела.

№ по порядку	Материалы	Моменты упругости		Временное сопротивление разрыву σ_b	Критическая точка σ_0	Удлинение при разрыве δ	
		при растяжении E	при сдвиге G				
11	Хромо- никел. сталь ¹⁾			сырая	6 000—7 000	5 000	25—20
				закал.	11 000—13 000	9 000	12—8
				сырая	6 500—8 000	5 500	20—12
				закал.	13 000—16 000	10 000—13 500	10—5
				сырая	7 500—10 000	5 500—7 000	18—10
				закал.	15 000—20 000	12 000—17 500	10—5
12	Медь листовая	1 500 000	—	2 000	300		
	в проволоке	—	—	2 300 и больше 4 000	500 1 200	35—38 6—10	
13	Латунь	800 000	—	прокатанная	3 500	—	25
				литая	1 500 до 2 000	650	13—20
	Бронза фосфор. (лит.)	1 216 000	—	2 000 до 4 000		15 и более	
14	марганц. (прок.)	1 200 000	—	2 900	260	41	
	" (лит.)	940 000	—	3 750	770	34	
	алюмин. (лит.)	1 200 000	—	6 200	—	0,5	
15	Бронзовая отливка	—	—	1 600 до 2 000	900	4—20	
				1 000 до 1 500	—	8—13	
16	Алюминий чист. (прок.)	675 000	—	2 350	—	—	
17	Цинк (прокат.)	960 000	—	500 до 1 100	153 — 160	—	
18	Белый металл	267 000	—				
		до 297 000	—				

¹⁾ Различные марки завода Bismarckhütte (Oberschlesien), изготовляемые для автомобильно-аэропланного дела.

НБ
УДУИТ
(ДИТ)

Таблица 2

Допускаемые в машиностроении напряжения ¹⁾ в материалах в кг/см²

Материалы	Растяжение R_z			Сжатие R_d		Изгиб R_b			Срез R_s			Кручение R_s'		
	A	B	C	A	B	A	B	C	A	B	C	A	B	C
Чугун	300	200	100	900	600	— ²⁾	— ²⁾	— ²⁾	300	200	100	— ³⁾	— ³⁾	— ³⁾
Сварочное железо	900	600	300	900	600	900	600	300	720	480	240	360	240	120
Литое железо	от	900	600	300	900	600	900	600	300	720	480	240	360	240
	до	1 500	1 000	500	1 500	1 000	1 500	1 000	500	1 200	800	400	1 200	800
Литая сталь	от	1 200	840	400	1 200	800	1 200	800	400	960	640	320	900	600
	до	1 800	1 200	600	1 800	1 200	1 800	1 200	600	1 440	960	480	1 440	960
Стальные отливки	от	600	400	200	900	600	750	500	250	480	320	160	480	320
	до	1 200	800	400	1 500	1 000	1 200	800	400	960	640	320	960	640
Рессорная сталь	сырая	—	—	—	—	—	3 600	2 400	—	—	—	—	—	—
	закал.	—	—	—	—	—	7 500	5 000	—	—	—	6 000	4 000	—
Медь листовая (прокатанная)	600	300	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Фосфористая бронза	литая	550	370	185	550	370	—	—	—	—	—	—	—	—
	прокат.	1 400	940	470	1 400	940	—	—	—	—	—	—	—	—
Дерево	дуб	100	—	—	80	—	100	—	—	15	—	—	—	—
	сосна	100	—	—	60	—	100	—	—	10	—	—	—	—
Кладка кирпичная обыкновенная	—	—	—	7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Кладка кирпичная на цементе	—	—	—	10-12	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Кладка бутовая	—	—	—	10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Кладка тесовая из песчаника	—	—	—	30	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Кладка тесовая гранитная	—	—	—	60	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Бетонный сплошной фундамент	—	—	—	10-15	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

1) Приведенные в таблице данные представляют собой средние величины, от которых возможны отступления в обе стороны.

Допускаемые напряжения, обозначенные буквой А, относятся к спокойной нагрузке.

Напряжения, обозначенные буквой В, допустимы в случае, когда нагрузка произвольно часто меняется таким образом, что вызываемые ею напряжения изменяются от 0 до некоторой наибольшей величины, по тепенно возрастают и затем снова убывают.

Допускаемые напряжения, обозначенные буквой С, относятся к нагрузке, произвольно часто меньшей с таким образом, что вызываемые ею напряжения постепенно возрастают от некоторой наибольшей отрицательной величины до равной ей положительной величины и затем снова убывают и т. д.

2) Опытами установлено, что сопротивление чугуных отливок изгибу зависит от формы поперечного сечения их, от абсолютных размеров и особенно от толщины стенок прорезей и кроме того понижается от отсутствия корки на поверхности. За средние значения можно принять следующие:

а) для обработанных отливок поперечного сечения прямоугольного $R_b = 1,7 R_z$; круглого $R_b = 2,05 R_z$ двутаврового $R_b = 1,45 R_z$.

б) необработанные отливки допускают напряжение не свыше 83% обработанных.




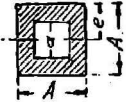
3) На кручения допускаются следующие значения напряжений:

прямоугольное сечение $R_s' = 1,4 R_z$.

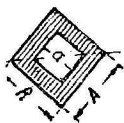
круглое " $R_s' = R_z$.

двутавровое " $R_s' = (1,4 - 1,6) R_z$.

Площади, моменты инерции и моменты сопротивления поперечных сечений.

Поперечное сечение	Площадь F	Положение центра тяжести e	Момент инерции J	Моменты сопротивления $W = \frac{J}{e}$
	bh	$\frac{h}{2}$	$\frac{bh^3}{12}$	$\frac{bh^2}{6}$
	h^2	$\frac{h}{2}$	$\frac{h^4}{12}$	$\frac{h^3}{6}$
	$6(H-h)$	$\frac{H}{2}$	$\frac{b}{12}(H^3 - h^3)$	$\frac{b}{6H}(H^3 - h^3)$
	$A^2 - a^2$	$\frac{A}{2}$	$\frac{A^4 - a^4}{12}$	$\frac{1}{6} \frac{A^4 - a^4}{A}$

ИЗ
УДУНТ
(ДИТ)



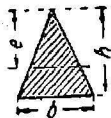
$$A^2 - a^2$$

$$\frac{A}{2} \sqrt{2}$$

$$\frac{A^2 - a^2}{12}$$

$$\frac{A^2 - a^2}{12A} \sqrt{2} =$$

$$= 0,1179 \frac{A^2 - a^2}{A}$$

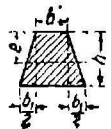


$$\frac{hb}{2}$$

$$\frac{2}{3}h$$

$$\frac{bh^2}{36}$$

$$\frac{bh^2}{24}$$



$$(2b - b_1) \frac{h}{2}$$

$$\frac{1}{3} \left[\frac{3b - 2b_1}{2b + b_1} \right] h$$

$$\frac{6b^2 - 6bb_1 + b_1^2}{36(2b + b_1)} h^2$$

$$\frac{6b^2 + 6bb_1 + b_1^2}{12(3b + 2b_1)} h^2$$



$$\frac{3}{2} \sqrt{3} \cdot r^2 =$$

$$= 2,5866 r^2$$

$$r \sqrt{\frac{3}{4}} = 0,866 r^2$$

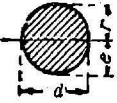
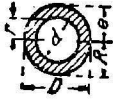
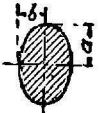
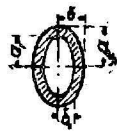
$$\frac{5\sqrt{3}}{16} r^2 = 0,5413 r^2$$

$$\frac{5}{8} r^2$$



$$\frac{5\sqrt{3}}{16} r^2 = 0,5413 r^2$$

НЕ
УДУНТ
(ДИТ)

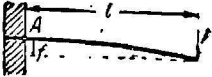

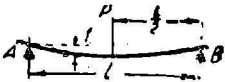
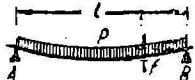
<p>Поперечное сечение</p>	<p>Площадь F</p>	<p>Положение центра тяжести e</p>	<p>Момент инерции J</p>	<p>Момент сопротивления $W = \frac{J}{e}$</p>
	$\pi r^2 = \frac{\pi d^2}{4}$	$\frac{d}{2}$	$\frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi r^4}{4} \approx 0,05 d^4$	$\frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi r^3}{4} \approx 0,1 d^3 = 0,7854 r^3$
	$\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$	$\frac{D}{2}$	$\frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) = \frac{\pi}{4} (R^4 - r^4)$	$\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} = \frac{\pi}{4} \frac{(R^4 - r^4)}{R}$
	πab	a	$\frac{\pi \cdot a^3 b}{4} = 0,7854 a^3 b$	$\frac{\pi a^2 b}{4} = 0,7854 a^2 b$
	$\pi (ab - a_1 b_1)$	a	$\frac{\pi}{4} (a^3 b - a_1^3 b_1) \approx \frac{\pi}{4} a^2 b (a + 3b) \delta$	$\frac{\pi}{4} a (a + 3b) \delta$

УДНБ
УДУНТ
(ДИТ)

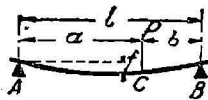
	$HB - hb$	$\frac{H}{2}$	$\frac{1}{12} (H^3 B - h^3 b)$	$\frac{1}{6H} (BH^3 - bh^3)$
	$HB + hb$	$\frac{H}{2}$	$\frac{1}{12} (BH^3 + bh^3)$	$\frac{1}{6H} (BH^3 + bh^3)$
	$HB - b(e_1 + h)$	$e_1 = \frac{1}{2} \left[\frac{aH^2 + bd^2}{aH + bd} \right]$	$\frac{1}{3} (Be_1^3 - bh^3 + ae_2^3)$	$W_1 = \frac{J}{e_1}$
		$e_2 = H - e_1$		$W_2 = \frac{J}{e_2}$

НЭ
УДУНТ
(ДНТ)

Расчет балок на изгиб с нагрузкой различного типа

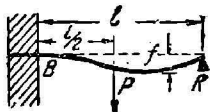
Тип нагрузки	Реакции опор А и В и M_{max}	Нагрузка P и соотв. ей W	Стрелка прогиба f	Положение опасного сечения
	$A = P$ $M_{max} = Pl$	$P = \frac{W}{l} R_b$ $W = \frac{P \cdot l}{R_b}$	$f = \frac{P \cdot l^3}{3E \cdot J}$	А
	$A = P$ $M_{max} = \frac{P \cdot l}{2}$	$P = \frac{2W}{l} R_b$ $W = \frac{Pl}{2R_b}$	$f = \frac{P \cdot l^3}{8E \cdot J}$	А
	$A = B = P$ $M_{max} = \frac{P \cdot l}{4}$	$P = \frac{4W}{l} R_b$ $W = \frac{Pl}{4R_b}$	$f = \frac{Pl^3}{48E \cdot J}$	В середине
	$A = B = P$ $M_{max} = \frac{P \cdot l}{8}$	$P = \frac{8W}{l} R_b$ $W = \frac{P \cdot l}{8R_b}$	$f = \frac{5}{384} \cdot \frac{Pl^3}{E \cdot J}$	В середине

НЕ
УДУНТ
(ДІТ)



$$A = \frac{P \cdot b}{l}; B = \frac{Pa}{l}$$

$$M_{\max} = \frac{P \cdot a \cdot b}{l}$$



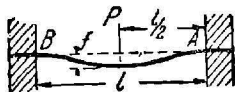
$$A = \frac{5}{16} P; B = \frac{11}{16} P$$

$$M_{\max} = \frac{3 \cdot Pl}{16}$$



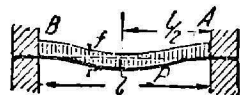
$$A = \frac{3}{8} P; B = \frac{5}{8} P$$

$$M_{\max} = \frac{Pl}{8}$$



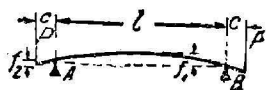
$$A = B = \frac{P}{2}$$

$$M_{\max} = \frac{Pl}{8}$$



$$A = B = \frac{P}{2}$$

$$M_{\max} = \frac{P \cdot l}{12}$$



$$M = B = P$$

Для части A — B

$$M = P \cdot c = \text{пост.}$$

$$P = \frac{W \cdot l}{a \cdot b} R_b$$

$$W = \frac{P \cdot a \cdot b}{l \cdot R_b}$$

$$P = \frac{16W}{3l} R_b$$

$$W = \frac{3}{16} \cdot \frac{Pl}{R_b}$$

$$P = 8 \frac{W}{l} R_b$$

$$W = \frac{P \cdot l}{8R_b}$$

$$P = \frac{8W}{l} R_b$$

$$W = \frac{P \cdot l}{8R_b}$$

$$P = \frac{12W}{l} R_b$$

$$W = \frac{P \cdot l}{12R_b}$$

$$P = \frac{W}{c} R_b$$

$$W = \frac{P \cdot c}{R_b}$$

$$f = \frac{P \cdot a^2 b^3}{3EJ \cdot l}$$

$$f = \frac{P}{EJ} \cdot \frac{7l^3}{768}$$

$$f = \frac{P}{EJ} \cdot \frac{l^3}{185}$$

$$f = \frac{P}{EJ} \cdot \frac{l^3}{192} = \frac{l^3 k_u}{12Eh}$$

$$f = \frac{P}{EJ} \cdot \frac{l^3}{384} = \frac{l^3 k_u}{16Eh}$$

$$f_1 = \frac{P}{EJ} \cdot \frac{l^3 c}{8l}$$

$$f_2 = \frac{Pc^3}{EJ \cdot 3} \left(c + \frac{3l}{2} \right)$$

C

B

B

A, B и в середине

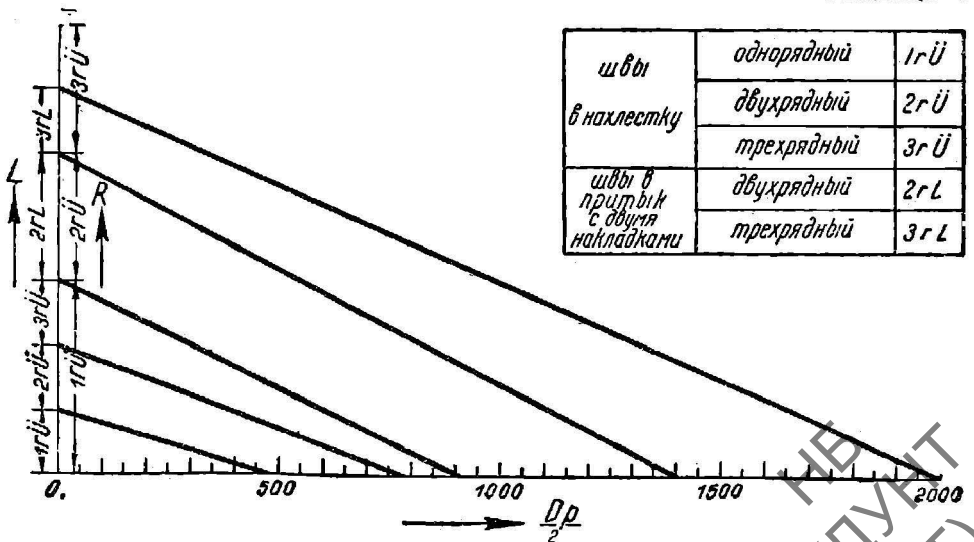
A и B

Между A и B в любой точке

Таблица 5

Размеры заклепочных швов прочной клепки											
Род шва	Однорядный					Двухрядный в шахмат					
	d	δ_1	t	e	η	d	δ_1	t	e	e_1	η
Внахлестку	2δ	—	$3d$	$1,5d$	$0,66$	2δ	—	$4d$	$1,5d$	$2d$	$0,75$
С одной накладкой	2δ	$(1 \div 1 \frac{1}{8})\delta$	$3d$	$1,5d$	$0,66$	2δ	$(1 \div 1 \frac{1}{8})\delta$	$4d$	$1,5d$	$2d$	$0,75$
С двумя накладками	2δ	$\frac{\delta}{2}$	$3,35d$	$2d$	$0,70$	$1,5\delta$	$\frac{\delta}{2}$	$6d$	$1,5d$	$2d$	$0,82$

Таблица 6



Односрезные швы				
	Однорядный	Двухрядный		Трехрядный
		Шахматный	Параллельный	
d	$\sqrt{5\delta} - 0,4$ или $\delta + 0,8$			
t	$2d + 0,8$	$2,6d + 1,5$	$2,6d + 1,0$	$3d + 2,2$
e	$1,5d$			
e_1	—	$0,6t$	$t_1 = 0,8t$	$0,5t$
n	1	2	2	3
R кг/см ²	600 — 700	550 — 650	550 — 650	500 — 600
η	0,56 — 0,60	0,68 — 0,72	0,66 — 0,69	0,72 — 0,76
Двухсрезные швы				
	Однорядный	Двухрядный	Трехрядный	
d	$\sqrt{5\delta} - 0,5$ или $\delta + 0,7$	$\sqrt{5\delta} - 0,6$ или $\delta + 0,6$	$\sqrt{5\delta} - 0,5$ или $\delta + 0,5$	
t	$2,6d + 1$	$3,5d + 1,5$	$6d + 2$	
e	$1,5d$	$1,5d$	$1,5d$	
e_1	—	$0,5t$	$0,38t$	
n	1	2	3	
δ_2	$\frac{5}{8}\delta - \frac{2}{8}\delta$	$\frac{5}{8}\delta - \frac{2}{8}\delta$	$0,8\delta$	
R кг/см ²	1000 — 1200	950 — 1150	900 — 1100	
η	0,66 — 0,69	0,75 — 0,77	0,85 — 0,86	

Численные величины элементов котельных швов

Толщина листа δ	Односрезные швы															
	Однорядный				Двухрядный				Трехрядный				Однорядный			
	d	q	t	η	d	q	t	η	d	q	t	η	d	q	t	η
7 — 8	14	154	36	0,61	14	154	52	0,73	—	—	—	—	14	154	46	0,69
8 — 10	17	227	42	0,59	17	227	59	0,71	17	227	73	0,77	17	227	54	0,68
10 — 12	20	314	48	0,58	20	314	67	0,70	20	314	82	0,76	20	314	62	0,68
12 — 15	23	415	54	0,57	23	415	75	0,69	23	415	91	0,75	23	415	70	0,67
14,5 — 17,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
15 — 19	26	531	60	0,57	26	531	83	0,68	26	531	100	0,74	26	531	78	0,67
17,5 — 21	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
19 — 22	—	—	—	—	29	661	90	0,68	29	661	109	0,73	—	—	—	—
20 — 24	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	29	661	85	0,66
22 — 26	—	—	—	—	32	804	98	0,67	32	804	118	0,73	—	—	—	—
24 — 28	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	32	804	93	0,65
26 — 30	—	—	—	—	—	—	—	—	35	962	127	0,72	—	—	—	—

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Таблица 8

Размеры δ , d и t — в миллиметрах, q — в квадр. миллиметрах

Д у х р												ш ы											
Двухрядный 1)				Двухрядный				Трехрядный 2)					Трехрядный 3)					Четырехрядный 4)					
d	q	t	η	d	q	t	η	d	q	t	η_1	η_2	d	q	t	η	η_2	d	q	t	η_1	η_2	η_3
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	14	154	67	0,80	—	—	—	—	—	14	154	104	0,72	0,9	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	17	227	75	0,77	17	227	118	0,85	0,84	17	227	122	0,72	0,9	—	—	—	—	—	—
20	314	110	0,82	20	314	85	0,76	20	314	138	0,85	0,84	20	314	140	0,71	0,89	20	314	220	0,91	0,89	0,96
23	415	124	0,81	23	415	95	0,76	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	23	415	156	0,85	0,83	23	415	158	0,71	0,88	23	415	240	0,9	0,88	0,93
26	531	140	0,81	26	531	106	0,75	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	26	531	176	0,70	0,88	26	531	258	0,9	0,87	0,91
—	—	—	—	29	661	116	0,75	26	530	175	0,85	0,81	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	29	661	194	0,70	0,87	29	661	276	0,89	0,87	0,89
—	—	—	—	32	804	127	0,74	26	661	194	0,85	0,80	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	32	804	212	0,70	0,87	32	804	294	0,89	0,85	0,88

УДБ
(ДП)

Спецификация сортов мартеновской стали по данным одного из крупных сталелитейных заводов СССР.

№№ стали	Химический состав					Механические свойства						Технологические свойства	Характерные примеры применения
	С	Mn	Si	P	S	Отожженная сталь			Закаленная сталь (масляная закалка без отжига)				
						Временное сопротивление в кг/см ²	Предел упругости в кг/см ²	Относительное удлинение (вытяжка) в %	Временное сопротивление в кг/см ²	Предел упругости в кг/см ²	Относительное удлинение (вытяжки) в %		
3	0,08 ÷ 0,15	0,35 ÷ 0,36	≈ 0,06	≈ 0,05	≈ 0,04	3000 ÷ 4200	1400 ÷ 2500	27	—	—	—	Сваривается хорошо, а закалки не принимает	Шайбы, котельные заклепки, кузнечный инструмент, штамповальные и поковочные изделия не ответственного назначения и т. п.
4	0,17 ÷ 0,29	0,45 ÷ 0,65	0,10 ÷ 0,20	до 0,06	0,04	4000 ÷ 5000	2900 ÷ 3300	24	—	—	—	Сваривается слабо и закалку принимает в воде	Бомы, гайки, винты, приводные валы, валы небольших паровых машин, детали станков (не подверженные истиранию) и т. п.
5	0,29 ÷ 0,40	0,50 ÷ 0,70	0,10 ÷ 0,20	до 0,06	0,04	5000 ÷ 6300	2500 ÷ 3900	21	7500 ÷ 9000	5000 ÷ 6500	12	Закалку принимает хорошо в воде	Гаечные ключи, зубчатые колеса, поршни, шатуны двигателей малой мощности, части станков средней ответственности и т. п.
6	0,40 ÷ 0,50	0,50 ÷ 0,70	≈ 0,20	до 0,06	0,04	6300 ÷ 7200	3000 ÷ 4400	16	8500 ÷ 10000	6000 ÷ 7300	10	Закалку принимает хорошо в воде и масле	Среднесиловые пружины, рессоры, молотки, гладилки и вообще ответственный кузнечный инструмент, матрицы, пуансоны и т. п.
7	0,50 ÷ 0,60	0,50 ÷ 0,70	0,10 ÷ 0,20	0,06	0,04	7200 ÷ 8000	3500 ÷ 5000	14	9500 ÷ 11000	6500 ÷ 8000	7,5	То же	Ответственные части машин-орудий и машин-двигателей, плоские и мелкие пружины, пробойники и т. п.
8	0,60 ÷ 0,80	0,50 ÷ 0,70	0,10 ÷ 0,20	0,06	0,04	8000 ÷ 10000	4500 ÷ 6000	10	11000 ÷ 12500	7000 ÷ 9000	6	То же (осторожн. процесс закалывания)	Ответственный инструмент, лекальные формы, клапаны и т. п.

ПРИЛОЖЕНИЕ II

СТАНДАРТНЫЕ ТАБЛИЦЫ

Стандарт — железный пролетарский закон.

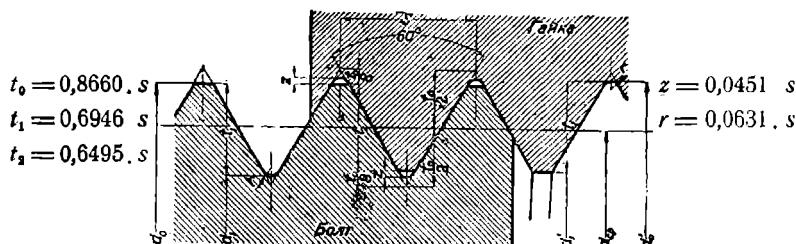
Борьба за стандарт — борьба за качество продукции, за социалистическую рационализацию.

Стандарт — верная дорога к овладению передовой техникой.

Стандарт удешевляет производство, предотвращает излишние затраты труда, сберегает сырье и полуфабрикаты.

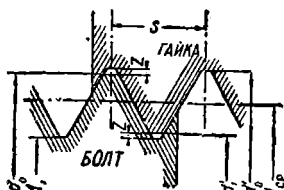
СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 94
	МЕТРИЧЕСКАЯ РЕЗЬБА для диаметров от 1 мм до 5 мм	

МБИ (П.Б.) 621.881.1



мм

БОЛТ		БОЛТ и ГАЙКА						ГАЙКА	
Наруж- ный	Внут- ренний	Сред- ний диам. резьбы	Шаг резьбы	Глу- бина резьбы	Рабо- чая вы- сота витка	Зазор	Радиус	Наруж- ный	Внут- ренний
1,0	0,653	0,838	0,25	0,174	0,162	0,011	0,016	1,023	0,675
1,2	0,853	1,038	0,25	0,174	0,162	0,011	0,016	1,223	0,875
1,4	0,983	1,205	0,3	0,208	0,195	0,014	0,019	1,427	1,010
1,7	1,214	1,473	0,35	0,243	0,227	0,016	0,022	1,732	1,245
2,0	1,444	1,740	0,4	0,278	0,260	0,018	0,025	2,036	1,480
2,3	1,744	2,040	0,4	0,278	0,260	0,018	0,025	2,336	1,780
2,6	1,975	2,308	0,45	0,313	0,292	0,020	0,028	2,641	2,015
3,0	2,305	2,675	0,5	0,347	0,325	0,023	0,032	3,045	2,350
(3,5)	2,666	3,110	0,6	0,417	0,390	0,027	0,038	3,554	2,721
4,0	3,028	3,546	0,7	0,486	0,454	0,032	0,044	4,063	3,091
5,0	3,889	4,480	0,8	0,556	0,520	0,036	0,050	5,072	3,961

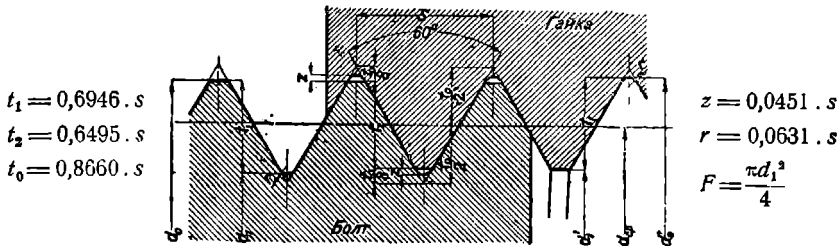


Диаметра резьбы, поставленного в скобки по возможности не применять.

Допустим вариант профиля резьбы, в котором очертание дна впадин взамен дуги выполняется прямой касательной к дуге (см. чертеж), при сохранении всех табличных размеров для отдельных элементов (исключая r).

Диаметры от 6 мм и выше — см. ОСТ 32

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	МЕТРИЧЕСКАЯ РЕЗЬБА для диаметров от 6 мм до 68 мм	ОСТ 32
---	--	-----------



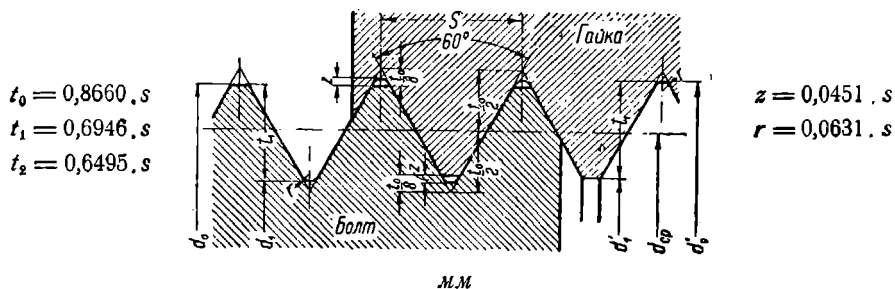
мм

БОЛТ			БОЛТ И ГАЙКА						ГАЙКА	
Диаметр резьбы		Площадь сечения стержня $F_{см^2}$	Средний диаметр резьбы $d_{ср}$	Шаг резьбы s	Глубина резьбы t_1	Рабочая высота гайки t_2	Зазор z	Радиус r	Диаметр резьбы	
Наружный d_0	Внутренний d_1								Наружный d'_0	Внутренний d'_1
6	4,611	0,167	5,350	1	0,695	0,650	0,045	0,063	6,090	4,701
(7)	5,611	0,247	6,350	1	0,695	0,650	0,045	0,063	7,099	5,701
8	6,263	0,308	7,188	1,25	0,868	0,812	0,056	0,079	8,113	6,376
(9)	7,263	0,414	8,188	1,25	0,868	0,812	0,056	0,079	9,113	7,376
10	7,916	0,492	9,026	1,5	1,042	0,974	0,068	0,095	10,135	8,052
(11)	8,916	0,624	10,026	1,5	1,042	0,974	0,068	0,095	11,135	9,052
12	9,569	0,718	10,863	1,75	1,216	1,137	0,079	0,111	12,158	9,727
14	11,222	0,989	12,701	2	1,389	1,299	0,090	0,126	14,180	11,402
16	13,222	1,373	14,701	2	1,389	1,299	0,090	0,126	16,180	13,402
18	14,527	1,657	16,376	2,5	1,737	1,624	0,113	0,126	18,226	14,752
20	16,527	2,145	18,376	2,5	1,737	1,624	0,113	0,158	20,226	16,752
22	18,527	2,696	20,376	2,5	1,737	1,624	0,113	0,158	22,226	18,752
24	19,832	3,089	22,051	3	2,084	1,948	0,135	0,189	24,271	20,103
27	22,832	4,094	25,051	3	2,084	1,948	0,135	0,189	27,271	23,103
30	25,138	4,963	27,727	3,5	2,431	2,273	0,158	0,221	30,316	25,453
(33)	28,138	6,218	30,727	3,5	2,431	2,273	0,158	0,221	33,316	28,453
36	30,443	7,279	33,402	4	2,779	2,598	0,180	0,253	36,361	30,804
(39)	33,443	8,785	36,402	4	2,779	2,598	0,180	0,253	39,361	33,804
42	35,748	10,04	39,077	4,5	3,126	2,923	0,203	0,284	42,406	36,154
(45)	38,748	11,79	42,077	4,5	3,126	2,923	0,203	0,284	45,406	39,154
48	41,054	13,23	44,752	5	3,473	3,248	0,226	0,316	48,451	41,505
(52)	45,054	15,94	48,752	5	3,473	3,248	0,226	0,316	52,451	45,505
56	48,359	18,37	52,428	5,5	3,820	3,572	0,248	0,347	56,496	48,855
(60)	52,359	21,53	56,428	5,5	3,820	3,572	0,248	0,347	60,496	52,855
64	55,664	24,34	60,103	6	4,168	3,897	0,271	0,379	64,541	56,206
(68)	59,664	27,96	64,103	6	4,168	3,897	0,271	0,379	68,541	60,206

Примечание. Диаметры резьбы, поставленных в скобки, по возможности не применять.

Обязательность применения данного стандарта, а равно срок и порядок его введения устанавливаются для каждого стандарта резьбовых изделий в отдельности.

СССР Совет труда и бороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 193
	МЕТРИЧЕСКАЯ РЕЗЬБА для диаметров от 72 мм до 600 мм	МБИ(И.В.):621.881.1



Шаг резьбы s	Глубина резьбы t_1	Рабочая высота витка t_2	Зазор z	Радиус r
6	4,168	3,897	0,271	0,379

Б О Л Т		Болт и гайка Средний диам. резьбы d_{cp}	Г А Й К А	
Диаметр резьбы			Диаметр резьбы	
Наружный d_0	Внутренний d_1		Наружный d'_0	Внутренний d'_1
72	63,664	68,103	72,542	64,206
76	67,664	72,103	76,542	68,206
80	71,664	76,103	80,542	72,206
85	76,664	81,103	85,542	77,206
90	81,664	86,103	90,542	82,206
95	86,664	91,103	95,542	87,206
100	91,664	96,103	100,542	92,206
105	96,664	101,103	105,542	97,206
110	101,664	106,103	110,542	102,206
115	106,664	111,103	115,542	107,206
120	111,664	116,103	120,542	112,206
125	116,664	121,103	125,542	117,206
130	121,664	126,103	130,542	122,206
135	126,664	131,103	135,542	127,206
140	131,664	136,103	140,542	132,206
145	136,664	141,103	145,542	137,206
150	141,664	146,103	150,542	142,206
155	146,664	151,103	155,542	147,206
160	151,664	156,103	160,542	152,206
165	156,664	161,103	165,542	157,206
170	161,664	166,103	170,542	162,206
175	166,664	171,103	175,542	167,206
180	171,664	176,103	180,542	172,206
185	176,664	181,103	185,542	177,206
190	181,664	186,103	190,542	182,206
195	186,664	191,103	195,542	187,206
200	191,664	196,103	200,542	192,206
205	196,664	201,103	205,542	197,206
210	201,664	206,103	210,542	202,206
215	206,664	211,103	215,542	207,206
220	211,664	216,103	220,542	212,206

Май 1928

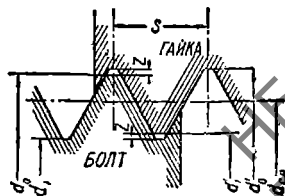
Б О Л Т		Болт и гайка	Г А Й К А	
Диаметр резьбы			Диаметр резьбы	
Наружный d_0	Внутренний d_1	Средний диам. резьбы d_{cp}	Наружный d'_0	Внутренний d'_1
225	216,664	221,103	225,542	217,206
230	221,664	226,103	230,542	222,206
235	226,664	231,103	235,542	227,206
240	231,664	236,103	240,542	232,206
245	236,664	241,103	245,542	237,206
250	241,664	246,103	250,542	242,206
255	246,664	251,103	255,542	247,206
260	251,664	256,103	260,542	252,206
265	256,664	261,103	265,542	257,206
270	261,664	266,103	270,542	262,206
275	266,664	271,103	275,542	267,206
280	271,664	276,103	280,542	272,206
285	276,664	281,103	285,542	277,206
290	281,664	286,103	290,542	282,206
295	286,664	291,103	295,542	287,206
300	291,664	296,103	300,542	292,206
310	301,664	306,193	310,542	302,206
320	311,664	316,103	320,542	312,206
330	321,664	326,103	330,542	322,206
340	331,664	336,103	340,542	332,206
350	341,664	346,103	350,542	342,206
360	351,664	356,103	360,542	352,206
370	361,664	366,103	370,542	362,206
380	371,664	376,103	380,542	372,206
390	381,664	386,103	390,542	382,206
400	391,664	396,103	400,542	392,206
410	401,664	406,103	410,542	402,206
420	411,664	416,103	420,542	412,206
430	421,664	426,103	430,542	422,206
440	431,664	436,103	440,542	432,206
450	441,664	446,103	450,542	442,206
460	451,664	456,103	460,542	452,206
470	461,664	466,103	470,542	462,206
480	471,664	476,103	480,542	472,206
490	481,664	486,103	490,542	482,206
500	491,664	496,103	500,542	492,206
510	501,664	506,103	510,542	502,206
520	511,664	516,103	520,542	512,206
530	521,664	526,103	530,542	522,206
540	531,664	536,103	540,542	532,206
550	541,664	546,103	550,542	542,206
560	551,664	556,103	560,542	552,206
570	561,664	566,103	570,542	562,206
580	571,664	576,103	580,542	572,206
590	581,664	586,103	590,542	582,206
600	591,664	596,103	600,542	592,206

Для диаметров до 72 мм см. ОСТ 32 и ОСТ 94.

Допустим вариант профиля резьбы, в котором очертание дна впадины взамен дуги выполняется прямой, касательной к дуге (см. чертж), при сохранении неизменными всех размеров для отдельных элементов (исключая r).

Пример обозначения метрической резьбы диам. 100 мм (шаг 6 мм).

$M 100$ ОСТ 193 или $M 100 \times 6$ ОСТ 193.

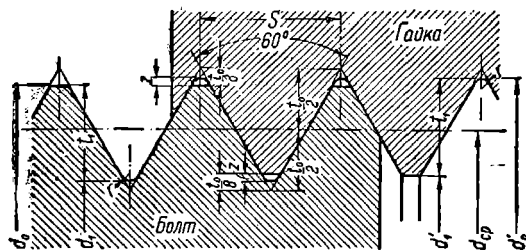


СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 271
	РЕЗЬБА МЕТРИЧЕСКАЯ 1-ая мелкая для диаметров от 1 мм до 400 мм	МБИ (I.I.V.): 621.881.1

$$t_0 = 0,8660 \cdot s$$

$$t_1 = 0,6946 \cdot s$$

$$t_2 = 0,6495 \cdot s$$



$$z = 0,0451 \cdot s$$

$$r = 0,0631 \cdot s$$

мм

Шаг резьбы s	Глубина резьбы t_1	Рабочая высота витка t_0	Зазор z	Радиус r	Шаг резьбы s	Глубина резьбы t_1	Рабочая высота витка t_0	Зазор z	Радиус r
0,2	0,139	0,130	0,009	0,013	1,25	0,868	0,812	0,056	0,079
0,25	0,174	0,162	0,011	0,016	1,5	1,042	0,974	0,068	0,095
0,35	0,243	0,227	0,016	0,022	2	1,389	1,299	0,090	0,126
0,5	0,347	0,325	0,023	0,032	3	2,034	1,948	0,135	0,189
0,75	0,521	0,487	0,034	0,047	4	2,779	2,598	0,180	0,253
4	0,695	0,650	0,045	0,063					

мм

Болт		Болт и гайка		Гайка		Болт		Болт и гайка		Гайка	
Диам. резьбы		Средний диаметр резьбы d_{CP}	Шаг резьбы s	Диам. резьбы		Диам. резьбы		Средний диаметр резьбы d_{CP}	Шаг резьбы s	Диам. резьбы	
Наружный d_0	Внутренний d_1			Наружный d_0'	Внутренний d_1'	Наружный d_0	Внутренний d_1			Наружный d_0'	Внутренний d_1'
1	0,722	0,870	0,2	1,018	0,749	20	17,916	19,026	1,5	20,135	18,051
1,2	0,922	1,070	0,2	1,218	0,940	22	19,916	21,026	1,5	22,135	20,051
1,4	1,122	1,270	0,2	1,418	1,140	24	21,222	22,701	2	24,180	21,402
1,7	1,422	1,570	0,2	1,718	1,440	27	24,222	25,701	2	27,180	24,402
2	1,653	1,833	0,25	2,023	1,676	30	27,222	28,701	2	30,180	27,402
2,3	1,953	2,138	0,25	2,323	1,976	33	30,222	31,701	2	33,180	30,402
2,6	2,114	2,373	0,35	2,632	2,146	36	31,832	34,052	3	36,270	32,102
3	2,514	2,773	0,35	3,032	2,546	39	34,832	37,052	3	39,270	35,102
(3,5)	3,014	3,273	0,35	3,532	3,046	42	37,832	40,052	3	42,270	38,102
4	3,305	3,675	0,5	4,055	3,350	45	40,832	43,052	3	45,270	41,102
(4,5)	3,805	4,175	0,5	4,545	3,850	48	43,832	46,052	3	48,270	44,102
5	4,305	4,675	0,5	5,045	4,350	52	47,832	50,052	3	52,270	48,102
(5,5)	4,805	5,175	0,5	5,545	4,850	56	50,443	53,402	4	56,361	50,804
6	4,958	5,513	0,75	6,608	5,026	60	54,443	57,402	4	60,361	54,804
(7)	5,958	6,513	0,75	7,068	6,026	64	58,443	61,402	4	64,361	58,804
8	6,611	7,350	1	8,090	6,701	68	62,443	65,402	4	68,361	62,804
(9)	7,611	8,350	1	9,090	7,701	72	66,443	69,402	4	72,361	66,804
10	8,611	9,350	1	10,090	8,701	76	70,443	73,402	4	76,361	70,804
(11)	9,611	10,350	1	11,090	9,701	80	74,443	77,402	4	80,361	74,804
12	10,264	11,188	1,25	12,133	10,377	85	79,443	82,402	4	85,361	79,804
14	11,916	13,026	1,5	14,135	12,051	90	84,443	87,402	4	90,361	84,804
16	13,916	15,026	1,5	16,135	14,051	95	89,443	92,402	4	95,361	89,804
18	15,916	17,026	1,5	18,135	16,051	100	94,443	97,402	4	100,361	94,804

мм

Б о л т		Болт и гайка		Г а й к а		Б о л т		Болт и гайка		Г а й к а	
Диам. резьбы		Средний диаметр резьбы	Шаг резьбы	Диам. резьбы		Диам. резьбы		Средний диаметр резьбы	Шаг резьбы	Диам. резьбы	
Наружный	Внутренний			Наружный	Внутренний	Наружный	Внутренний			Наружный	Внутренний
d_0	d_1	d_{cp}	s	d_0'	d_1'	d_0	d_1	d_{cp}	s	d_0'	d_1'
105	99,443	102,402	4	105,361	99,804	230	224,443	227,402	4	230,361	224,804
110	104,443	107,402	4	110,361	104,804	235	229,443	232,402	4	235,361	229,804
115	109,443	112,402	4	115,361	109,804	240	234,443	237,402	4	240,361	234,804
120	114,443	117,402	4	120,361	114,804	245	239,443	242,402	4	245,361	239,804
125	119,443	122,402	4	125,361	119,804	250	244,443	247,402	4	250,361	244,804
130	124,443	127,402	4	130,361	124,804	255	249,443	252,402	4	255,361	249,804
135	129,443	132,402	4	135,361	129,804	260	254,443	257,402	4	260,361	254,804
140	134,443	137,402	4	140,361	134,804	265	259,443	262,402	4	265,361	259,804
145	139,443	142,402	4	145,361	139,804	270	264,443	267,402	4	270,361	264,804
150	144,443	147,402	4	150,361	144,804	275	269,443	272,402	4	275,361	269,804
155	149,443	152,402	4	155,361	149,804	280	274,443	277,402	4	280,361	274,804
160	154,443	157,402	4	160,361	154,804	285	279,443	282,402	4	285,361	279,804
165	159,443	162,402	4	165,361	159,804	290	284,443	287,402	4	290,361	284,804
170	164,443	167,402	4	170,361	164,804	295	289,443	292,402	4	295,361	289,804
175	169,443	172,402	4	175,361	169,804	300	294,443	297,402	4	300,361	294,804
180	174,443	177,402	4	180,361	174,804	310	304,443	307,402	4	310,361	304,804
185	179,443	182,402	4	185,361	179,804	320	314,443	317,402	4	320,361	314,804
190	184,443	187,402	4	190,361	184,804	330	324,443	327,402	4	330,361	324,804
195	189,443	192,402	4	195,361	189,804	340	334,443	337,402	4	340,361	334,804
200	194,443	197,402	4	200,361	194,804	350	344,443	347,402	4	350,361	344,804
205	199,443	202,402	4	205,361	199,804	360	354,443	357,402	4	360,361	354,804
210	204,443	207,402	4	210,361	204,804	370	364,443	367,402	4	370,361	364,804
215	209,443	212,402	4	215,361	209,804	380	374,443	377,402	4	380,361	374,804
220	214,443	217,402	4	220,361	214,804	390	384,443	387,402	4	390,361	384,804
225	219,443	222,402	4	225,361	219,804	400	394,443	397,402	4	400,361	394,804

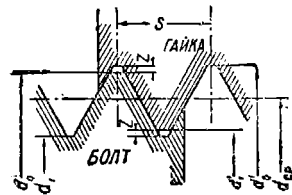
Диаметров, поставленных в скобки, по возможности не применять.

В исключительных случаях, когда необходимо применить резьбу, диаметр которой не содержится в данной таблице, следует для резьб до 100 мм включительно выбирать диаметры из ряда целых чисел, а для резьб свыше 100 мм выбирать диаметры, оканчивающиеся на 2, 5, 8.

Допустим вариант профиля резьбы, в котором очертание дна впадин взамен дуги выполняется прямой, касательной к дуге (см. чертеж), при сохранении всех табличных размеров для отдельных элементов (искл. r).

Пример обозначения метрической 1-й мелкой резьбы diam. 60 мм (шаг = 4 мм).

1 М 60 × 4 ОСТ 271.



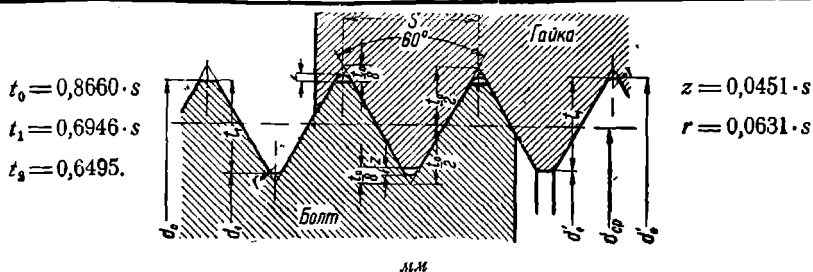
НБ
УДУНТ
(ДНТ)

СССР
Совет труда и обороны
Комитет
по стандартизации

ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ
РЕЗЬБА МЕТРИЧЕСКАЯ
2-я мелкая
для диаметров от 24 мм до 300 мм

ОСТ 272

МБИ (I.I.V.): 621.881.1



Шаг резьбы s	Глубина резьбы t_1	Рабочая высота t_2	Зазор z	Радиус r
1,5	1,042	0,974	0,068	0,095
2,0	1,389	1,299	0,090	0,126
3,0	2,084	1,948	0,135	0,189

Б о л т		Б о л т и г а й к а		Г а й к а	
Диаметр резьбы		Средний диам. резьбы d_{cp}	Шаг резьбы s	Диаметр резьбы	
Наружный d_0	Внутренний d_1			Наружный d_0'	Внутренний d_1'
24	21,916	23,026	1,5	24,135	22,051
27	24,916	26,026	1,5	27,135	25,051
30	27,916	29,026	1,5	30,135	28,051
33	30,916	32,026	1,5	33,135	31,051
36	33,222	34,701	2	36,180	33,402
39	36,222	37,701	2	39,180	36,402
42	39,222	40,701	2	42,180	39,402
45	42,222	43,701	2	45,180	42,402
48	45,222	46,701	2	48,180	45,402
52	49,222	50,701	2	52,180	49,402
56	51,832	54,052	3	56,270	52,102
60	55,832	58,052	3	60,270	56,102
64	59,832	62,052	3	64,270	60,102
68	63,832	66,052	3	68,270	64,102
72	67,832	70,052	3	72,270	68,102
76	71,832	74,052	3	76,270	72,102
80	75,832	78,052	3	80,270	76,102
85	80,832	83,052	3	85,270	81,102
90	85,832	88,052	3	90,270	86,102
95	90,832	93,052	3	95,270	92,102
100	95,832	98,052	3	100,270	96,102
105	100,832	103,052	3	105,270	101,102
110	105,832	108,052	3	110,270	106,102
115	110,832	113,052	3	115,270	111,102
120	115,832	118,052	3	120,270	116,102
125	120,832	123,052	3	125,270	121,102
130	125,832	128,052	3	130,270	126,102
135	130,832	133,052	3	135,270	131,102
140	135,832	138,052	3	140,270	136,102
145	140,832	143,052	3	145,270	141,102

Август 1928

мм

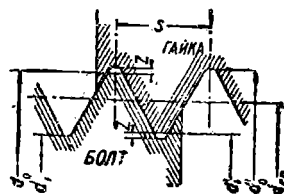
Болт		Болт и гайка		Гайка	
Диаметр резьбы		Средний диаметр резьбы	Шаг резьбы	Диаметр резьбы	
Наружный	Внутренний			Наружный	Внутренний
d_0	d_1	d_{cp}	s	d_0'	d_1'
150	145,832	148,052	3	150,270	146,102
155	150,832	153,052	3	155,270	151,102
160	155,832	158,052	3	160,270	156,102
165	160,832	163,052	3	165,270	161,102
170	165,832	168,052	3	170,270	166,102
175	170,832	173,052	3	175,270	171,102
180	175,832	178,052	3	180,270	176,102
185	180,832	183,052	3	185,270	181,102
190	185,832	188,052	3	190,270	186,102
195	190,832	193,052	3	195,270	191,102
200	195,832	198,052	3	200,270	196,102
205	200,832	203,052	3	205,270	201,102
210	205,832	208,052	3	210,270	206,102
215	210,832	213,052	3	215,270	211,102
220	215,832	218,052	3	220,270	216,102
225	220,832	223,052	3	225,270	221,102
230	225,832	228,052	3	230,270	226,102
235	230,832	233,052	3	235,270	231,102
240	235,832	238,052	3	240,270	236,102
245	240,832	243,052	3	245,270	241,102
250	245,832	248,052	3	250,270	246,102
255	250,832	253,052	3	255,270	251,102
260	255,832	258,052	3	260,270	256,102
265	260,832	263,052	3	265,270	261,102
270	265,832	268,052	3	270,270	266,102
275	270,832	273,052	3	275,270	271,102
280	275,832	278,052	3	280,270	276,102
285	280,832	283,052	3	285,270	281,102
290	285,832	288,052	3	290,270	286,102
295	290,832	293,052	3	295,270	291,102
300	295,832	298,052	3	300,270	296,102

В исключительных случаях, когда необходимо применить резьбу, диаметр которой не содержится в данной таблице, следует для резьб до 100 мм включительно выбирать диаметры из ряда целых чисел, а для резьб свыше 100 мм выбирать диаметры, оканчивающиеся на 2, 5 и 8.

Допустим вариант профиля резьбы, в котором очертание дна впадин взамен дуги выполняется прямой, касательной к дуге (см. чертеж), при сохранении всех табличных размеров для отдельных элементов (искл. r).

Пример обозначения метрической 2-й мелкой резьбы diam. 60 мм (шаг = 3 мм):

2 М 60 × 3 ОСТ 272.



СССР
Совет труда и обороны
Комитет
по стандартизации

ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ

ОСТ 273

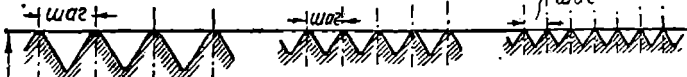
РЕЗЬБА МЕТРИЧЕСКАЯ
основная крепежная, 1-я мелкая и 2-я мелкая.
Сводная таблица диаметров и шагов

МБИ (И.В.): 621.881.1

Резьба метрич. основная
ОСТ 32. ОСТ 94. ОСТ 193

Резьба метрич. 1-я мелкая
ОСТ 271

Резьба метрич. 2-я мелкая
ОСТ 272



Коэффициент измельчения = 1

Коэффициент измельчен. =
шаг основной резьбы / шаг 1-й мелкой резьбы $\approx 1,5$

Коэффициент измельчен. =
шаг основной резьбы / шаг 2-й мелкой резьбы ≈ 2

Пример обозначения резьбы метрич. основной диам. 48 мм:

$M 48 \times 5$ ОСТ 32

Пример обозначения резьбы метрич. 1-й мелкой диам. 48 мм

$1 M 48 \times 3$ ОСТ 271
мм

Пример обозначения резьбы метрич. 2-й мелкой диам. 48 мм

$2 M 48 \times 2$ ОСТ 272

Диаметр d_0	Шаги			Диаметр d_0	Шаги		
	Резьба метрическая				Резьба метрическая		
	основная крепежная	1-я мелкая	2-я мелкая		основная крепежная	1-я мелкая	2-я мелкая
1	0,25	0,2	—	48	5	3	2
1,2	0,25	0,2	—	52	5*	3	2
1,4	0,3	0,2	—	56	5,5	4	3
1,7	0,35	0,2	—	60	5,5*	4	3
2	0,4	0,25	—	64	6	4	3
2,3	0,4	0,25	—	68	6*	4	3
2,6	0,45	0,35	—	72	6	4	3
3	0,5	0,35	—	76	6	4	3
3,5	0,6*	0,35	—	80	6	4	3
4	0,7	0,5	—	85	6	4	3
4,5	—	0,5*	—	90	6	4	3
5	0,8	0,5	—	95	6	4	3
5,5	—	0,5*	—	100	6	4	3
6	1	0,75	—	105	6	4	3
7	1*	0,75*	—	110	6	4	3
8	1,25	1	—	115	6	4	3
9	1,25*	1*	—	120	6	4	3
10	1,5	1	—	125	6	4	3
11	1,5*	1*	—	130	6	4	3
12	1,75	1,25	—	135	6	4	3
14	2	1,5	—	140	6	4	3
16	2	1,5	—	145	6	4	3
18	2,5	1,5	—	150	6	4	3
20	2,5	1,5	—	155	6	4	3
22	2,5	1,5	—	160	6	4	3
24	3	2	1,5	165	6	4	3
27	3	2	1,5	170	6	4	3
30	3,5	2	1,5	175	6	4	3
33	3,5*	2	1,5	180	6	4	3
36	4	3	2	185	6	4	3
39	4*	3	2	190	6	4	3
42	4,5	3	2	195	6	4	3
45	4,5*	3	2	200	6	4	3

Отмеченных звездочкой резьб по возможности не применять

Август 1928

Диаметр d_0	Шаги			Диаметр d_0	Шаги		
	Резьба метрическая				Резьба метрическая		
	основная крепежн.	1-я мелкая	2-я мелкая		основная крепежн.	1-я мелкая	2-я мелкая
205	6	4	3	360	6	4	—
210	6	4	3	370	6	4	—
215	6	4	3	380	6	4	—
220	6	4	3	390	6	4	—
225	6	4	4	400	6	4	—
230	6	4	3	410	6	—	—
235	6	4	3	420	6	—	—
240	6	4	3	430	6	—	—
245	6	4	3	440	6	—	—
250	6	4	3	450	6	—	—
255	6	4	3	460	6	—	—
260	6	4	3	470	6	—	—
265	6	4	3	480	6	—	—
270	6	4	3	490	6	—	—
275	6	4	3	500	6	—	—
280	6	4	3	510	6	—	—
285	6	4	3	520	6	—	—
290	6	4	3	530	6	—	—
295	6	4	3	540	6	—	—
300	6	4	3	550	6	—	—
310	6	4	—	560	6	—	—
320	6	4	—	570	6	—	—
330	6	4	—	580	6	—	—
340	6	4	—	590	6	—	—
350	6	4	—	600	6	—	—

СССР
Совет труда и обороны
Комитет
по стандартизации

ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ
РЕЗЬБА МЕТРИЧЕСКАЯ
основная крепежная, 1-я мелкая и 2-я мелкая. Сводная таблица диаметров и шагов

ОСТ 273
МБИ (П.В.): 621.881.1

Резьба метрич. основная
ОСТ 32. ОСТ 94. ОСТ 193

Резьба метрич. 1-я мелкая
ОСТ 271

Резьба метрич. 2-я мелкая
ОСТ 272



Коэффициент измельчения = 1

Коэффициент измельчен. = шаг основной резьбы / шаг 1-й мелкой резьбы ≈ 1,5

Коэффициент измельчен. = шаг основной резьбы / шаг 2-й мелкой резьбы ≈ 2

Пример обозначения резьбы метрич. основной диам. 48 мм:

M 48 × 5 ОСТ 32

Пример обозначения резьбы метрич. 1-й мелкой диам. 48 мм

1 M 48 × 3 ОСТ 271 мм

Пример обозначения резьбы метрич. 2-й мелкой диам. 48 мм

2 M 48 × 2 ОСТ 272

Диаметр <i>d</i> ₀	Шаги			Диаметр <i>d</i> ₀	Шаги		
	Резьба метрическая				Резьба метрическая		
	основная крепежная	1-я мелкая	2-я мелкая		основная крепежная	1-я мелкая	2-я мелкая
1	0,25	0,2	—	48	5	3	2
1,2	0,25	0,2	—	52	5*	3	2
1,4	0,3	0,2	—	56	5,5	4	3
1,7	0,35	0,2	—	60	5,5*	4	3
2	0,4	0,25	—	64	6	4	3
2,3	0,4	0,25	—	68	6*	4	3
2,6	0,45	0,35	—	72	6	4	3
3	0,5	0,35	—	76	6	4	3
3,5	0,6*	0,35	—	80	6	4	3
4	0,7	0,5	—	85	6	4	3
4,5	—	0,5*	—	90	6	4	3
5	0,8	0,5	—	95	6	4	3
5,5	—	0,5*	—	100	6	4	3
6	1	0,75	—	105	6	4	3
7	1*	0,75*	—	110	6	4	3
8	1,25	1	—	115	6	4	3
9	1,25*	1*	—	120	6	4	3
10	1,5	1	—	125	6	4	3
11	1,5*	1*	—	130	6	4	3
12	1,75	1,25	—	135	6	4	3
14	2	1,5	—	140	6	4	3
16	2	1,5	—	145	6	4	3
18	2,5	1,5	—	150	6	4	3
20	2,5	1,5	—	155	6	4	3
22	2,5	1,5	—	160	6	4	3
24	3	2	1,5	165	6	4	3
27	3	2	1,5	170	6	4	3
30	3,5	2	1,5	175	6	4	3
33	3,5*	2	1,5	180	6	4	3
36	4	3	2	185	6	4	3
39	4*	3	2	190	6	4	3
42	4,5	3	2	195	6	4	3
45	4,5*	3	2	200	6	4	3

Отмеченных звездочкой резьб по возможности не применять

Август 1928

УДКУТ
(ДИП)

РЕЗЬБА МЕТРИЧЕСКАЯ

ОСТ 273

Диаметр d ₀	Шаг			Диаметр d ₀	Шаг		
	Резьба метрическая				Резьба метрическая		
	основная крепеж.	1-я яелкая	2-я мелкая		основная крепеж.	1-я мелкая	2-я мелкая
205	6	4	3	360	6	4	—
210	6	4	3	370	6	4	—
215	6	4	3	380	6	4	—
220	6	4	3	390	6	4	—
225	6	4	4	400	6	4	—
230	6	4	3	410	6	—	—
235	6	4	3	420	6	—	—
240	6	4	3	430	6	—	—
245	6	4	3	440	6	—	—
250	6	4	3	450	6	—	—
255	6	4	3	460	6	—	—
260	6	4	3	470	6	—	—
265	6	4	3	480	6	—	—
270	6	4	3	490	6	—	—
275	6	4	3	500	6	—	—
280	6	4	3	510	6	—	—
285	6	4	3	520	6	—	—
290	6	4	3	530	6	—	—
295	6	4	3	540	6	—	—
300	6	4	3	550	6	—	—
310	6	4	—	560	6	—	—
320	6	4	—	570	6	—	—
330	6	4	—	580	6	—	—
340	6	4	—	590	6	—	—
350	6	4	—	600	6	—	—

НБ
УДУНТ
(ДНТ)

СССР
Совет труда обороны
Комитет
по стандартизации

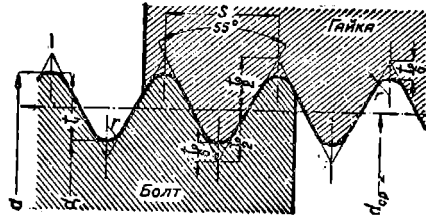
ДЮЙМОВАЯ РЕЗЬБА
по системе Витворта без зазоров по
вершинам и впадинам, для диаметров
от $\frac{3}{16}$ " до 4"

ОСТ
33-а

$$s = \frac{25,4 \text{ мм}}{n}$$

n = число ниток на 1"

$$t_1 = 0,64031 \cdot s$$



$$r = 0,13733 \cdot s$$

$$t_0 = 0,96049 \cdot s$$

$$F = \frac{nd^{1,5}}{4}$$

М.М.

Номинальный диаметр резьбы (дюйм)	БОЛТИ ГАЙКА									
	Диаметр резьбы		Площадь сечения стержня	Средний диаметр резьбы	Шаг резьбы	Глубина резьбы	Радиус	Число ниток на 1"	Теоретическая высота резьбы	
	Наружный	Внутренний								
	d	d_1	$F \text{ см}^2$	d_{cp}	s	t_1	r	n	t_0	
$\frac{3}{16}$	4,762	3,408	0,031	4,085	1,058	0,677	0,145	24	1,017	
$\frac{1}{4}$	6,350	4,724	0,175	5,537	1,270	0,813	0,174	20	1,330	
$\frac{5}{16}$	7,938	6,131	0,295	7,034	1,411	0,904	0,194	18	1,355	
$\frac{3}{8}$	9,525	7,492	0,441	8,509	1,588	1,017	0,218	16	1,525	
$(\frac{7}{16})$	11,112	8,789	0,607	9,951	1,814	1,162	0,249	14	1,743	
$\frac{1}{2}$	12,700	9,989	0,784	11,345	2,117	1,356	0,291	12	2,033	
$(\frac{9}{16})$	14,288	11,577	1,052	12,932	2,117	1,356	0,291	12	2,033	
$\frac{5}{8}$	15,875	12,918	1,311	14,397	2,309	1,479	0,317	11	2,218	
$\frac{3}{4}$	19,050	15,798	1,960	17,424	2,540	1,626	0,340	10	2,440	
$\frac{7}{8}$	22,225	18,611	2,720	20,418	2,822	1,807	0,388	9	2,711	
1	25,400	21,334	3,575	23,367	3,175	2,033	0,436	8	3,050	
$1\frac{1}{8}$	28,575	23,929	4,497	26,252	3,629	2,323	0,498	7	3,485	
$1\frac{1}{4}$	31,750	27,104	5,770	29,427	3,629	2,323	0,498	7	3,485	
$(1\frac{3}{8})$	34,925	29,504	6,837	32,215	4,233	2,711	0,581	6	4,066	
$1\frac{1}{2}$	38,100	32,679	8,388	35,390	4,233	2,711	0,581	6	4,066	
$(1\frac{5}{8})$	41,275	34,770	9,495	38,022	5,080	3,253	0,698	5	4,879	
$1\frac{3}{4}$	44,450	37,945	11,303	41,198	5,080	3,253	0,698	5	4,879	
$(1\frac{7}{8})$	47,625	40,397	12,817	44,011	5,644	3,614	0,775	$4\frac{1}{2}$	5,421	
2	50,800	43,572	14,911	47,186	5,644	3,614	0,775	$4\frac{1}{2}$	5,421	
$2\frac{1}{4}$	57,150	49,019	18,872	53,084	6,350	4,066	0,872	4	6,099	
$2\frac{1}{2}$	63,500	55,369	24,078	59,434	6,350	4,066	0,872	4	6,099	
$2\frac{3}{4}$	69,850	60,557	28,802	65,204	7,257	4,647	0,997	$3\frac{1}{2}$	6,970	
3	76,200	66,907	35,159	71,554	7,257	4,647	0,997	$3\frac{1}{2}$	6,970	
$3\frac{1}{4}$	82,550	72,542	41,330	77,546	7,815	5,004	1,073	$3\frac{1}{4}$	7,507	
$3\frac{1}{2}$	88,900	78,892	48,863	83,896	7,815	5,004	1,073	$3\frac{1}{4}$	7,507	
$3\frac{3}{4}$	95,250	84,409	55,959	89,829	8,467	5,421	1,163	3	8,132	
4	101,600	90,759	64,695	96,179	8,467	5,421	1,163	3	8,132	

- Примечания. 1. Дюйм принят равным 25,4 мм.
2. Размер d равен размеру d_0 на таблице ОСТ 33-6.
3. Диаметров резьбы, стоящих в скобках, по возможности не применять.
4. Допуски для резьбы будут даны впоследствии.

Обязательность применения данного стандарта, а равно срок и порядок его введения устанавливаются для каждого стандарта резьбовых изделий в отдельности.

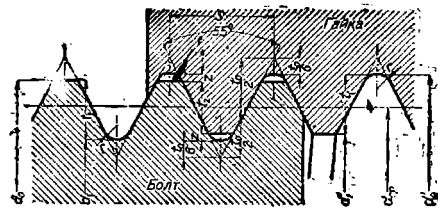
СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ДЮЙМОВАЯ РЕЗЬБА по системе Витворта с зазором по вершинам и впадинам, для диаметров от 2/16" до 4"	ОСТ 33-6
---	---	-----------------

$$s = \frac{25,4'}{n} \text{ мм}$$

n = число ниток на 1"

$$t_1 = 0,56633 \cdot s$$

$$t_2 = 0,49233 \cdot s$$



$$z = 0,074 \cdot s$$

$$r = 0,13733 \cdot s$$

$$t_0 = 0,96049 \cdot s$$

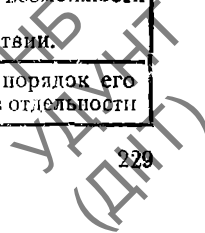
$$F = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}$$

М.М.

Номинальный диаметр резьбы (дюйм)	БОЛТ			БОЛТ И ГАЙКА							ГАЙКА		
	Диаметр резьбы		Площадь сечения стержня	Средний диаметр резьбы	Шаг резьбы	Глубина резьбы	Рабочая высота витка	Зазор	Радиус	Число ниток на 1"	Теоретическая высота резьбы	Диаметр резьбы	
	Наружный	Внутренний										Наружный	Внутренний
	d_0	d_1	$F \text{ см}^2$	d_{cp}	s	t_1	t_2	z	r	n	t_0	d'_0	d_1
2/10	4,606	3,408	0,091	4,085	1,058	0,599	0,521	0,078	0,145	24	1,017	4,762	3,564
1/4	6,162	4,724	0,175	5,537	1,270	0,719	0,625	0,094	0,174	20	1,220	6,350	4,912
3/10	7,729	6,131	0,295	7,034	1,411	0,799	0,695	0,104	0,194	18	1,355	7,938	6,399
1/2	9,290	7,492	0,441	8,509	1,588	0,899	0,782	0,117	0,218	16	1,525	9,525	7,727
(7/10)	10,844	8,789	0,607	9,951	1,814	1,027	0,893	0,134	0,249	14	1,743	11,112	9,058
3/8	12,387	9,989	0,784	11,345	2,117	1,199	1,042	0,156	0,291	12	2,033	12,700	10,302
(9/10)	13,974	11,577	1,052	12,932	2,117	1,199	1,042	0,156	0,291	12	2,033	14,288	11,890
5/8	15,534	12,913	1,311	14,397	2,309	1,308	1,137	0,171	0,317	11	2,218	15,875	13,260
3/4	18,675	15,798	1,960	17,424	2,540	1,438	1,251	0,188	0,349	10	2,440	19,050	16,173
7/8	21,308	18,611	2,720	20,418	2,822	1,598	1,389	0,209	0,368	9	2,711	20,225	19,028
1	24,331	21,334	3,575	23,367	3,175	1,798	1,563	0,235	0,436	8	3,050	25,400	21,804
1 1/8	28,039	23,929	4,497	26,252	3,629	2,055	1,786	0,268	0,498	7	3,485	28,575	24,465
1 1/4	31,214	27,104	5,770	29,427	3,629	2,055	1,786	0,268	0,498	7	3,485	31,750	27,640
(1 3/8)	34,299	29,504	6,837	32,215	4,233	2,397	2,084	0,313	0,581	6	4,066	34,925	30,130
1 1/2	37,474	32,679	8,388	35,390	4,233	2,397	2,084	0,313	0,581	6	4,066	38,100	33,305
(1 5/8)	40,524	34,770	9,495	38,022	5,080	2,877	2,501	0,376	0,698	5	4,879	41,275	35,521
1 3/4	43,699	37,945	11,308	41,198	5,080	2,877	2,501	0,376	0,698	5	4,879	44,450	38,696
(1 7/8)	46,791	40,397	12,817	44,011	5,644	3,197	2,779	0,417	0,775	4 1/2	5,421	47,625	41,232
2	49,966	43,572	14,911	47,186	5,644	3,197	2,779	0,417	0,775	4 1/2	5,421	50,800	44,407
2 1/4	56,211	49,019	18,872	53,084	6,350	3,596	3,126	0,469	0,872	4	6,099	57,150	49,958
2 1/2	62,561	55,369	24,078	59,434	6,350	3,596	3,126	0,469	0,872	4	6,099	63,500	56,308
2 3/4	68,717	60,557	28,802	65,204	7,257	4,110	3,573	0,536	0,997	3 1/2	6,970	69,850	61,630
3	75,127	66,907	35,159	71,554	7,257	4,110	3,573	0,536	0,997	3 1/2	6,970	76,200	67,930
3 1/4	81,395	72,542	41,330	77,546	7,815	4,426	3,848	0,578	1,073	3 1/4	7,507	82,550	73,698
3 1/2	87,745	78,892	48,883	83,896	7,815	4,426	3,848	0,578	1,073	3 1/4	7,507	88,900	80,048
3 3/4	93,998	84,409	55,959	89,829	8,467	4,795	4,168	0,626	1,163	3	8,132	95,250	85,660
4	100,348	90,759	64,695	96,179	8,467	4,795	4,168	0,626	1,163	3	8,132	101,600	92,010

Примечания. 1. Дюйм принят равным 25,4 мм.
 2. Диаметры резьбы, стоящих в скобках, по возможности не применять.
 3. Допуски для резьбы будут даны впоследствии.

Обязательность применения данного стандарта, а равно срок и порядок его введения устанавливаются для каждого стандарта резьбовых изделий в отдельности



СССР
Совет труда и обороны
Комитет
по стандартизации

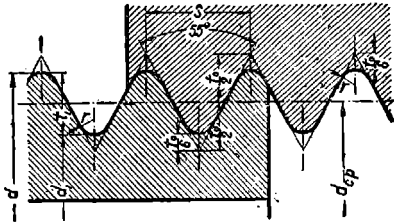
ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ
РЕЗЬБА ТРУБНАЯ
цилиндрическая

ОСТ 266
МБИ (И.В.): 621.881.3

$$s = \frac{25,4 \text{ мм}}{n} = \frac{127 \text{ мм}}{n_1}$$

n — число ниток на 1"

n_1 — число ниток на 127 мм



$$f^{\circ} = 0,96049 \cdot s$$

$$t_1 = 0,64031 \cdot s$$

$$r = 0,13733 \cdot s$$

Обозначение резьбы	Диаметр резьбы			Шар резьбы s	Глубина резьбы t_1	Радиус r	Число ниток	
	Наружный d	Внутренний d_1	Средний d_{cp}				на 1" n	на 127 мм n_1
1/8	9,729	8,567	9,148	0,907	0,581	0,125	28	140
1/4	13,158	11,446	12,302	1,337	0,856	0,184	19	95
3/8	16,663	14,951	15,807	1,337	0,856	0,184	19	95
1/2	20,956	18,632	19,794	1,814	1,162	0,249	14	70
5/8	22,912	20,588	21,750	1,814	1,162	0,249	14	70
3/4	26,442	24,119	25,281	1,814	1,162	0,249	14	70
7/8	30,202	27,878	29,040	1,814	1,162	0,249	14	70
1	33,250	30,293	31,771	2,309	1,479	0,317	11	55
1 1/8	37,898	34,941	36,420	2,309	1,479	0,317	11	55
1 1/4	41,912	38,954	40,433	2,309	1,479	0,317	11	55
1 3/8	44,325	41,367	42,846	2,309	1,479	0,317	11	55
1 1/2	47,805	44,847	46,326	2,309	1,479	0,317	11	56
1 3/4	53,748	50,791	52,270	2,309	1,479	0,317	11	55
2	59,616	56,659	58,137	2,309	1,479	0,317	11	55
2 1/4	65,712	62,755	64,234	2,309	1,479	0,317	11	55
2 1/2	75,187	72,230	73,708	2,309	1,479	0,317	11	55
2 3/4	81,537	78,580	80,058	2,309	1,479	0,317	11	55
3	87,887	84,930	86,409	2,309	1,479	0,317	11	55
3 1/4	93,984	91,026	92,505	2,309	1,479	0,317	11	55
3 1/2	100,334	97,376	98,855	2,309	1,479	0,317	11	55
3 3/4	106,684	103,727	105,205	2,309	1,479	0,317	11	55
4	113,034	110,077	111,556	2,309	1,479	0,317	11	55
4 1/2	125,735	122,777	124,256	2,309	1,479	0,317	11	55
5	138,435	135,478	136,957	2,309	1,479	0,317	11	55
5 1/2	151,136	148,178	149,657	2,309	1,479	0,317	11	55
6	163,836	160,879	162,367	2,309	1,479	0,317	11	50
7	189,237	185,984	187,611	2,540	1,627	0,349	10	50
8	214,638	211,385	213,012	2,540	1,627	0,349	10	50
9	240,039	236,786	238,412	2,540	1,627	0,349	10	50
10	265,440	262,187	263,813	2,540	1,627	0,349	10	50
11	290,841	286,775	288,808	3,175	2,033	0,436	8	40
12	316,242	312,176	314,209	3,175	2,033	0,436	8	40
13	347,485	343,419	345,452	3,175	2,033	0,436	8	40
14	372,886	368,820	370,853	3,175	2,033	0,436	8	40
15	398,287	394,221	396,254	3,175	2,033	0,436	8	40
16	423,688	419,622	421,655	3,175	2,033	0,436	8	30
17	449,089	445,023	447,056	3,175	2,033	0,436	8	40
18	474,490	470,424	472,457	3,175	2,033	0,436	8	40

1. Люйм принят равным 25,4 мм.

2. Диаметров резьбы, обозначение которой поставлено в скобках, по возможности не применять.

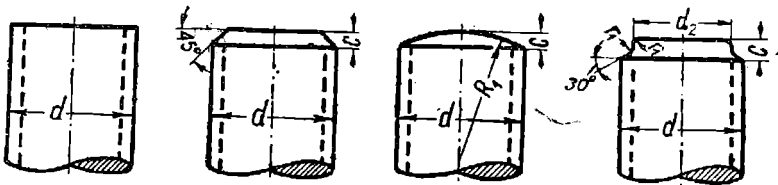
3. Пример обозначения трубной цилиндрической резьбы 2 1/8" труба.

4. Длина таблицы трубной резьбы заменяет все встречающиеся в промышленности СССР варианты цилиндрической трубной резьбы, имеющей наименование „резьба газовая“.

Август 1928

УДУНТ
(ДИП)

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1713
	КОНЦЫ БОЛТОВ, ВИНТОВ и ШПИЛЕК	МБИ (И. И. В.) : 621.99
		Металл



мм

мм

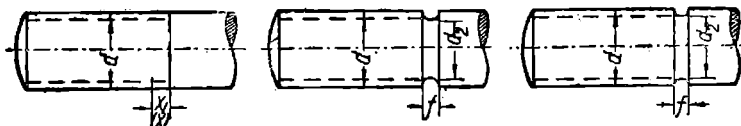
Диаметр резьбы d		Форма конца					
		Усеч. конус	Сфера		Цилиндр		
Дюй-мы	мм		R_1	$c \approx$	d_2	c	r_1
	1	0,2	0,8	0,2			
	1,2	0,2	1	0,2			
	1,4	0,3	1	0,3			
	1,7	0,3	1,5	0,3			
	2	0,4	1,5	0,4			
	2,3	0,4	2	0,4			
	2,6	0,5	2	0,5			
	3	0,5	2,5	0,5			
	3,5	0,6	3	0,6			
	4	0,7	3	0,7			
	4,5	0,7	4	0,7			
	5	0,8	5	0,7			
	5,5	0,8	5	0,8			
	6	1	6	0,8	4	1,5	0,4
1/4	1	1	6	0,9	4	1,5	0,4
	7	1	6	1	5	1,5	0,4
5/16	8	1,2	8	1	5,5	1,5	0,4
	9	1,2	9	1,2	6,5	1,5	0,4
8/8		1,5	10	1,2	7	2	0,5
	10	1,5	10	1,3	7	2	0,5
7/16	11	1,5	10	1,6	8	2	0,5
	12	1,8	11	1,6	9	2	0,6
1/2		1,8	12	1,8	9	2	0,6
9/16	14	2	16	1,6	10	3	0,8
5/8	16	2	16	2,1	12	3	0,8
	18	2,5	20	2,2	13	3	0,8
3/4		2,5	20	2,5	14	4	1
	20	2,5	20	2,6	15	4	1
	22	2,5	22	2,9	17	4	1
7/8		3	22	3	17	4	1

Диаметр резьбы d		Форма конца					
		Усеч. конус	Сфера		Цилиндр		
Дюй-мы	мм		R_1	$c \approx$	d_2	c	r_1
	24	3	25	3	18	4	1
1		3,5	25	3,5	19	5	1,25
	27	3,5	28	3,5	21	5	1,25
1 1/8		4	28	4	22	5	1,25
	30	4	32	3,8	23	5	1,25
1 1/4		4	32	4,2	25	6	1,5
	33	4	35	4,2	26	6	1,5
1 3/8		4,5	35	4,7	27	6	1,5
	36	4,5	40	4,3	28	6	1,5
1 1/2		4,5	40	4,8	30	7	2
	39	4,5	40	5,1	31	7	2
1 5/8		4,5	45	5,2	33	7	2
1 7/8		4,5	45	6	35	8	2
2		6	50	6	38	8	2
	52	6	50	7	40	9	2,5
	56	6			42	9	2,5
2 1/4		7			45	10	2,5
	60	7			46	10	2,5
2 1/2		7			49	10	2,5
	64	7			52	12	3
	68	7			56	12	3
2 3/4		7			58	12	3
	72	8			60	12	3
	76	8			65	12	3
	80	8			68	14	4
	85	8			72	14	4
	90	8			78	14	4
	95	8			82	16	4
	100	8			88	16	4

Примечание. Концы установочных винтов предусматриваются стандартами таковых.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1714/1
	Выход резьбы СБЕГИ И ПРОТОЧКИ Резьба метрическая основная крепежная	
	МБИ (I. I. В.): 620 Металл	



x — сбег для чистых резьбовых изделий
 x_1 — сбег для черных резьбовых изделий

Форма проточки для резьбовых изделий с резьбой по ОСТ 94 и ОСТ 32, диаметром 11 мм и менее

Форма проточки для резьбовых изделий с резьбой по ОСТ 32, диаметром 12 мм и больше и по ОСТ 193, diam. от 72 мм до 100 мм включительно



Для чистых резьбовых изделий: $\alpha = 22^\circ 30'$
 Для черных резьбовых изделий и труб $\alpha = 15^\circ$



$r_1 \approx 0,1$

мм

d	С б е г		П р о т о ч к а		
	x		f	r	d ₂
1	0,5				
1,2	0,5				
1,4	0,5				
1,7	0,5				
2	1		0,8	0,4	1,4
2,3	1		0,8	0,4	1,7
2,6	1		0,8	0,4	2
3	1		0,8	0,4	2,2
3,5	1		0,8	0,4	2,6
4	1,5		1,2	0,6	3
4,5	1,5		1,2	0,6	3,4
5	1,5	2	1,2	0,6	3,8
5,5	2	2,5	1,6	0,8	4
6	2	2,5	1,6	0,8	4,5
7	2	2,5	1,6	0,8	5,5
8	2	3	1,6	0,8	6
9	2	3	1,6	0,8	7
10	2,5	4	2	1	7,5
11	2,5	4	2	1	8,5
12	3	4	3	1	9,5
14	3,5	5	3	1	11
16	3,5	5	3	1	13
18	4	6	4	1,25	14,5

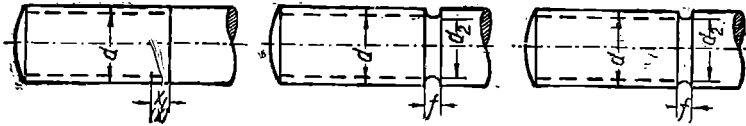
мм

d	С б е г		П р о т о ч к а		
	x	x ₁	f	r	d ₂
20	4	6	4	1,25	16,5
22	4	6	4	1,25	18
24	5	8	5	1,5	19
27	5	8	5	1,5	22
30	6	9	6	2	25
33	6	9	6	2	28
36	7	10	8	2,5	30
39	7	10	8	2,5	33
42	8	12	8	2,5	35
45	8	12	8	2,5	38
48	8	13	8	2,5	40
52	8	13	10	2,5	44
56	9	14	10	3	48
60	9	14	10	3	52
64	10	16	10	3	55
68	10	16	10	3	59
72	10	16	10	3	63
76	10	16	10	3	67
80	10	16	10	3	71
85	10	16	10	3	76
90	10	16	10	3	81
95	10	16	10	3	86
100	10	16	10	3	91

Выход резьбы в форме сбega и проточки распространяется на случаи нарезания резьбы плашками, гребенкой или резцом.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1714/2
	Выход резьбы СБЕГИ и ПРОТОЧКИ Резьба метрическая мелкая 1-я и 2-я	МБИ (I. I. В.): 620
		Металл



x — сбеги для чистых резьбовых изделий

Форма проточки для резьбовых изделий с резьбой по ОСТ 271, диаметром 22 мм и менее

Форма проточки для резьбовых изделий с резьбой по ОСТ 271 и по ОСТ 272, диаметром от 24 мм до 100 мм включительно



Для чистых резьбовых изделий $\alpha = 22^{\circ}30'$

мм



$r_1 \approx 0,1f$

мм

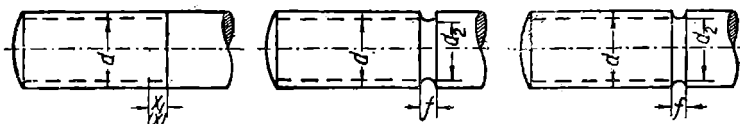
d	Сбег		Проточка			
	x		r	d ₂		
	1M	2M		1M	2M	
1	0,5					
1,2	0,5					
1,4	0,5					
1,7	0,5					
2	0,5					
2,3	0,5					
2,6	0,5					
3	0,5					
3,5	0,5					
4	1					
4,5	1					
5	1		0,8	0,4	4,2	
5,5	1		0,8	0,4	4,7	
6	1,5		1,2	0,6	4,8	
7	1,5		1,2	0,6	5,8	
8	2		1,6	0,8	6,5	
9	2		1,6	0,8	7,5	
10	2		1,6	0,8	8,5	
11	2		1,6	0,8	9,5	
12	2		1,6	0,8	10	
14	2,5		2	1	11,5	
16	2,5		2	1	13,5	
18	2,5		2	1	15,5	

d	Сбег		Проточка			
	x		f	d ₂		
	1M	2M		1M	2M	
20	2,5		2	1	17,5	
22	2,5		2	1	19,5	
24	3,5	2,5	3	1	21	21,5
27	3,5	2,5	3	1	24	24,5
30	3,5	2,5	3	1	27	27,5
33	3,5	2,5	3	1	30	30,5
36	5	3,5	5	1,5	31,5	33
39	5	3,5	5	1,5	34,5	36
42	5	3,5	5	1,5	37,5	39
45	5	3,5	5	1,5	40,5	42
48	5	3,5	5	1,5	43,5	45
52	5	3,5	5	1,5	47,5	49
56	7	5	8	2,5	50	51,5
60	7	5	8	2,5	54	55,5
64	7	5	8	2,5	58	59,5
68	7	5	8	2,5	62	63,5
72	7	5	8	2,5	66	67,5
76	7	5	8	2,5	70	71,5
80	7	5	8	2,5	74	75,5
85	7	5	8	2,5	79	80,5
90	7	5	8	2,5	84	85,5
95	7	5	8	2,5	89	90,5
100	7	5	8	2,5	94	95,5

Выход резьбы в форме сбегов и проточки распространяется на случаи нарезания резьбы плашками, гребенкой или резцом.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1714/3
	Выход резьбы СБЕГИ И ПРОТОЧКИ Резьба дюймовая основная кре- пежная и резьба трубная	МБИ (И.И.В.): 620
		Металл



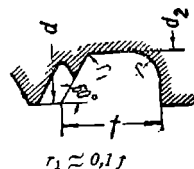
x — сбеги для чистых резь-
бных изделий
 x_1 — сбеги для черных резь-
бных изделий

Форма проточки для резь-
бных изделий с резьбой
дюймовой по ОСТ 33-а и по
ОСТ 33-б, диаметром $7/16''$
и менее

Форма проточки для резьбовых
изделий с резьбой дюймовой по
ОСТ 33-а и по ОСТ 33-б диаметром
от $1/8''$ до $2 3/4''$ включ. и для резь-
бовых изделий с резьбой трубной
по ОСТ 266



Для чистых резьбовых из-
делий $\alpha = 22^\circ 30'$
Для черных резьбовых из-
делий и труб $\alpha = 15^\circ$



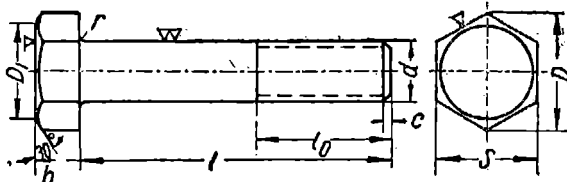
Резьба дюймовая по ОСТ 33-а и 33-б					
d	Сбег		Проточка		
	x	x_1	f	r	d_2
мм					
1/4''	2	2,5	1,6	0,8	4,5
5/16''	2	3	1,6	0,8	6
3/8''	2	3	2	1	7,2
7/16''	2,5	4	2	1	8,5
1/2''	3	5	3	1	9,5
9/16''	3	5	3	1	11
5/8''	3	5	3	1	12,5
3/4''	4	5	4	1,25	15,5
7/8''	4	6	4	1,25	18,5
1''	5	7	5	1,5	21
1 1/8''	5	8	5	1,5	23,5
1 1/4''	5	8	5	1,5	26,5
1 3/8''	6	9	6	2	29
1 1/2''	6	9	6	2	32
1 5/8''	7	11	8	2,5	34
1 3/4''	7	11	8	2,5	37
1 7/8''	8	12	8	2,5	40
2''	8	12	8	2,5	43
2 1/4''	9	13	10	3	49
2 1/2''	9	13	10	3	55
2 3/4''	10	15	10	3	60

Резьба трубная по ОСТ 266					
Обозначение резьбы	Сбег		Проточка		
	x	x_1	f	r	d_2
мм					
1/8''	1,5	2	2	0,8	8
1/4''	2	3	2	0,8	11
3/8''	2	3	2	0,8	14
1/2''	2,5	4	3	1	18
5/8''	2,5	4	3	1	20
3/4''	2,5	4	3	1	23,5
7/8''	2,5	4	3	1	27
1''	3,5	5	4	1,25	29,5
1 1/8''	3,5	5	4	1,25	34
1 1/4''	3,5	5	4	1,25	38
1 3/8''	3,5	5	4	1,25	41
1 1/2''	3,5	5	4	1,25	44
1 3/4''	3,5	5	4	1,25	50
2''	3,5	5	4	1,25	56
2 1/4''	3,5	5	4	1,25	62
2 1/2''	3,5	5	5	1,5	71
2 3/4''	3,5	5	5	1,5	78
3''	3,5	5	5	1,5	84
3 1/4''	3,5	5	5	1,5	90
3 1/2''	3,5	5	5	1,5	96
3 3/4''	3,5	5	5	1,5	102
4''	3,5	5	5	1,5	109

Выход резьбы в форме сбega и проточки распространяется на случаи нарезания резьбы
плшками, гребенкой или резцом.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как
обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь про-
ектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1715
	БОЛТЫ ЧИСТЫЕ с шестигранной головкой, под гайку обыкновенную с прощплитровкой или корончатую, резьба метрическая, диам. от 2,6 мм до 5 мм	МБИ (I. I. V.) : 621.99
		Металл

 $D \approx 0,95 S$


Пример обозначения болта диам. 4 мм, длиной 25 мм:

БОЛТ ЧИСТЫЙ М4 × 25 ОСТ 1715

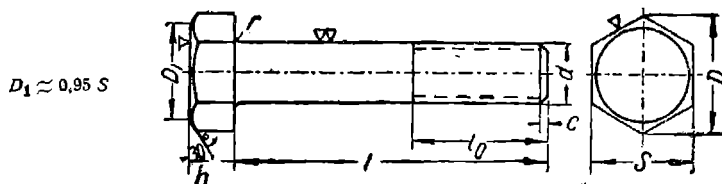
мм

<i>d</i>	2,6	4	5	
<i>S</i> ном	5	6	8	9
<i>h</i> ном	4,8	5,8	7,8	8,8
<i>h</i>	1,8	2,0	2,8	3,5
<i>D</i>	5,8	6,9	9,2	
<i>c</i>	0,5	0,5		0,7
<i>r</i> мм	—			0,5
Длина болта	Длина нарезанной части стержня болта, включая сбеги резьбы, l_0			
8	8			
10	8	10		
12	8	10	12	
14	8	10	12	14
16	8	10	12	15
18	8	10	12	15
20	8	10	12	15
22	8	10	12	15
25		10	12	15
28		10	12	15
30		10	12	15
32			12	15
35			12	15
38			12	15
40				15
45				15

1. Материал — железо (сталь), латунь.
2. Резьба по ОСТ 94.
3. Сбег резьбы по ОСТ 1714/1.
4. В пределах сбega резьбы допускается, по особому соглашению, проточка по ОСТ 1714/1.
5. Допускаются, по особому соглашению, сферические и цилиндрические концы стержней болтов по ОСТ 1713.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1716
	БОЛТЫ ЧИСТЫЕ с шестигранной головкой, под гайку обыкновенную, с про- шлиптовкой или корончатую, резьба метрическая, диам. от 6 мм до 48 мм	МБИ (I.I.V.): 621.99
		Металл



Пример обозначения болта диам. 20 мм, длиной 100 мм:
БОЛТ ЧИСТЫЙ М 20 × 100 ОСТ 1716

мм

<i>d</i>	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
<i>S ном = S наиб</i>	11	14	17	22	22	27	32	32	36	36	41	46	55	65	75
<i>S наим</i>	10,8	13,8	16,8	21,75	21,75	26,75	31,7	31,7	35,7	35,7	40,7	45,7	54,6	64,6	74,6
<i>h</i>	5	6	7	9	10	12	14	14	16	16	18	20	24	28	32
<i>D ≈</i>	12,7	16,2	19,6	25,4	25,4	31,2	36,9	36,9	41,6	41,6	47,3	53,1	63,5	75	86,5
	1	1,2	1,5	1,8	2	2	2,5	2,5	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6
<i>r</i>	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	1	1	1	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5

1. Размеров, поставленных в скобках, по возможности не применять.
2. Материал — железо (сталь).
3. Резьба по ОСТ 32.
4. Сбег резьбы по ОСТ 1714/1.
5. В пределах сбega резьбы допускается, по особому соглашению, проточка по ОСТ 1714/1.
6. Конец стержня болта по ОСТ 1713.
7. Допускаются, по особому соглашению, сферические и цилиндрические концы стержней болтов по ОСТ 1713.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

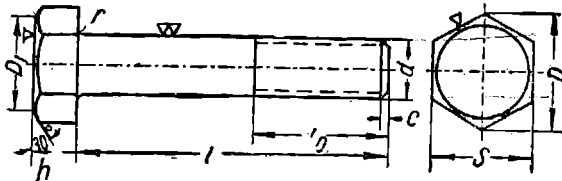
ММ

<i>d</i>	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
Длина болта <i>l</i>	Длина нарезанной части стержня, включая сбеги резьбы, <i>l₀</i>														
16	15														
18	15	18													
20	15	18													
22	15	18	20												
25	15	18	20	25											
28	15	18	20	(28)	(28)										
30	15	18	20	28	30										
32	15	18	20	(28)	(30)	(32)									
35	15	18	20	28	30	32	35								
38	15	18	20	(28)	(30)	(32)	(35)	(38)							
40	15	18	20	28	30	32	35	38							
42	15	18	20	(28)	(30)	(32)	(35)	(38)	(42)						
45	15	18	20	28	30	32	35	38	42	45					
48	15	18	20	(28)	(30)	(32)	(35)	(38)	(42)	(45)					
50	15	18	20	28	30	32	35	38	42	45					
55	18	20	22	28	30	32	35	38	42	45	50				
60	18	20	22	28	30	32	35	38	42	45	50				
65		20	22	28	30	32	35	38	42	45	50	(60)			
70		20	22	28	30	32	35	38	42	45	50	60	65		
75		20	22	28	30	32	35	38	42	45	50	(60)	(65)		
80		20	22	28	30	32	35	38	42	45	50	60	65	75	
85			22-28	30	32	35	38	42	45	50	(60)	(65)	(75)	(80)	
90			22	28	30	32	35	38	42	45	50	60	65	75	80
95			22	28	30	32	35	38	42	45	50	(60)	(65)	(75)	(80)
100			22	28	30	32	35	38	42	45	50	60	65	75	80
(105)			(22)	(28)	(30)	(32)	(35)	(38)	(42)	(45)	(50)	—	—	—	—
110			28	32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
(115)			(28)	(32)	(35)	(38)	(40)	(42)	(48)	(50)	(55)	—	—	—	—
120			28	32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
130				32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
140				32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
150				32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
160				32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
170				32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
180				32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
190						38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
200						38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
(210)												(60)	(65)	(75)	(80)
220												70	75	85	90
(230)												(70)	(75)	(85)	(90)
240												70	75	85	90
(250)												(75)	(85)	(90)	
260													75	85	90
280													75	85	90
300													75	85	90

НБ
УДУНТ
(ДНТ)

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1717
	БОЛТЫ ЧИСТЫЕ с шестигранной головкой, под гайку обыкновенную, резьба метрическая, диам. от 6 мм до 48 мм	МБИ (I. I. В.) : 621.99
		Металл

$$D_1 \approx 0,95 S$$



Пример обозначения болта диам. 20 мм, длиной 100 мм.

БОЛТ ЧИСТЫЙ М 20 × 100 ОСТ 1717

мм

<i>d</i>	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
$S_{\text{ном}} = S_{\text{наиб}}$	11	14	17	22	22	27	32	32	36	36	41	46	55	65	75
$S_{\text{наим}}$	10,8	13,8	16,8	21,75	21,75	26,75	31,7	31,7	35,7	35,7	40,7	45,7	54,6	64,6	74,6
<i>h</i>	5	6	7	9	10	12	14	14	16	16	18	20	24	28	32
$D \approx$	12,7	16,2	19,6	25,4	25,4	31,2	36,9	36,9	41,6	41,6	47,3	53,1	63,5	75	86,5
<i>c</i>	1	1,2	1,5	1,8	2	2	2,5	2,5	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6
$r \leq$	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	1	1	1	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5

1. Размеров, поставленных в скобки, по возможности не применять
2. Материал — железо (сталь)
3. Резьба по ОСТ 32
4. Сбег резьбы по ОСТ 1714/1
5. В пределах сбega резьбы допускается, по особому соглашению, проточка по ОСТ 1714/1
6. Конец стержня болта по ОСТ 1713
7. Допускаются, по особому соглашению, сферические и цилиндрические концы стержней болтов по ОСТ 1713

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

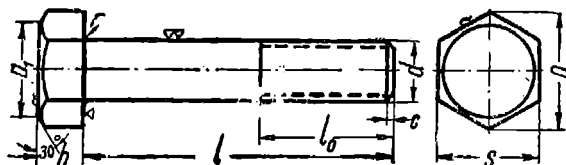
мм

d	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
Длина болта l	Длина нарезанной части стержня, включая сбеги резьбы l_0														
16	12														
18	12	15													
20	12	15													
22	12	15	18												
25	12	15	18	22											
28	12	15	18	(22)	(25)										
30	12	15	18	22	25										
32	12	15	18	(22)	(25)	(28)									
35	12	15	18	22	25	28	30								
38	12	15	18	(22)	(25)	(28)	(30)	(32)							
40	12	15	18	22	25	28	30	32							
42	12	15	18	(22)	(25)	(28)	(30)	(32)	(32)						
45	12	15	18	22	25	28	30	32	32	33					
48	12	15	18	(22)	(25)	(28)	(30)	(32)	(32)	(38)					
50	12	15	18	22	25	28	30	32	32	38					
55	15	18	20	22	25	28	30	32	32	38	42				
60	15	18	20	22	25	28	30	32	32	38	42				
65		18	20	22	25	28	30	32	32	38	42	(50)			
70		18	20	22	25	28	30	32	32	38	42	50	55		
75		13	20	22	25	28	30	32	32	38	42	(50)	(55)		
80		18	20	22	25	28	30	32	32	38	42	50	55	65	
85			20	22	25	28	30	32	32	38	42	(50)	(55)	(65)	(70)
90			20	22	25	28	30	32	32	38	42	50	55	65	70
95			20	22	25	28	30	32	32	38	42	(50)	(55)	(65)	(70)
100			20	22	25	28	30	32	32	38	42	50	55	65	70
(105)			(20)	(22)	(25)	(28)	(30)	(32)	(32)	(38)	(42)	—	—	—	—
110			25	28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
(115)			(25)	(28)	(30)	(32)	(35)	(38)	(38)	(45)	(48)	—	—	—	—
120			25	28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
130				28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
140				28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
150				28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	6	70
160				28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
170				28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
180				28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
190					32	35	38	38	45	48	50	55	65	70	
200						32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
(210)												(50)	(55)	(65)	(70)
220												60	65	75	80
(230)												(60)	(65)	(75)	(80)
240												60	65	75	80
(250)												(65)	(75)	(80)	
260													65	75	80
280													65	75	80
360													65	75	80

НБ
УДУНТ
(ДНТ)

СССР Совет труда и обороны — Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1718
	БОЛТЫ ПОЛУЧИСТЫЕ с шестигранной головкой, под гайку обыкновенную с про- шплевкой или корончатую, резьба метрическая, диам. от 6 мм до 48 мм	МБИ (I. I. В.) : 621.99
		Металл

$$D_1 \approx 0,95 S$$



Пример обозначения болта диам. 20 мм, длиной 100 мм.

БОЛТ ПОЛУЧИСТЫЙ М 20 × 100 ОСТ 1718

мм

<i>d</i>	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
$S_{\text{ном}} = S_{\text{наиб}}$	11	14	17	22	22	27	32	32	36	36	41	46	55	65	75
$S_{\text{наим}}$	10,6	13,5	16,5	21,4	21,4	26,4	31,4	31,4	35,2	35,2	40,2	45,2	54,0	64,0	74,0
<i>h</i>	5	6	7	9	10	12	14	14	16	16	18	20	24	28	32
$D \approx$	12,7	16,2	19,6	25,4	25,4	31,2	36,9	36,9	41,6	41,6	47,3	53,1	63,5	75	86,5
<i>c</i>	1	1,2	1,5	1,8	2	2	2,5	2,5	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6
$r \leq$	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	1	1	1	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5

1. Размеров, поставленных в скобки, по возможности не применять.
2. Резьба по ОСТ 32.
3. Материал — железо (сталь).
4. Сбег резьбы по ОСТ 1714/1.
5. В пределах сбega резьбы допускается, по особому соглашению, проточка по ОСТ 1714/1.
6. Концы стержня болта по ОСТ 1713.
7. Допускаются, по особому соглашению, сферические и цилиндрические концы стержней болтов по ОСТ 1713.

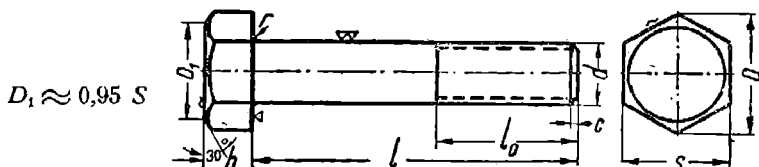
Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

мм

<i>d</i>	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
Длина болта <i>l</i>	Длина нарезанной части стержня, включая сбеги резьбы <i>l₀</i>														
16	15														
18	15	18													
20	15	18													
22	15	18	20												
25	15	18	20	25											
28	15	18	20	(28)	(28)										
30	15	18	20	28	30										
32	15	18	20	(28)	(30)	(32)									
35	15	18	20	28	30	32	35								
38	15	18	20	(28)	(30)	(32)	(35)	(38)							
40	15	18	20	28	30	32	35	38							
42	15	18	20	(28)	(30)	(32)	(35)	(38)	(42)						
45	15	18	20	28	30	32	35	38	42	45					
48	15	18	20	(28)	(30)	(32)	(35)	(38)	(42)	(45)					
50	15	18	20	28	30	32	35	38	42	45					
55	18	20	22	28	30	32	35	38	42	45	50				
60	18	20	22	28	30	32	35	38	42	45	50				
65		20	22	28	30	32	35	38	42	45	50	(60)			
70		20	22	28	30	32	35	38	42	45	50	60	65		
75		20	22	28	30	32	35	38	42	45	50	(60)	(65)		
80		20	22	28	30	32	35	38	42	45	50	60	65	75	
85			22	28	30	32	35	38	42	45	50	(60)	(65)	(75)	(80)
90			22	28	30	32	35	38	42	45	50	60	65	75	80
95			22	28	30	32	35	38	42	45	50	(60)	(65)	(75)	(80)
100			22	28	30	32	35	38	42	45	50	60	65	75	80
(105)			(22)	(28)	(30)	(32)	(35)	(38)	(42)	(45)	(50)	—	—	—	—
110			28	32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
(115)			(28)	(32)	(35)	(38)	(40)	(42)	(48)	(50)	(55)	—	—	—	—
120			28	32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
130				32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
140				32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
150				32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
160				32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
170				32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
180				32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
190						38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
200						38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
(210)												(60)	(65)	(75)	(80)
220												70	75	85	90
(230)												(70)	(75)	(85)	(90)
240												70	75	85	90
(250)													(75)	(85)	(90)
260													75	85	90
280													75	85	90
300													75	85	90

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

СССР Совет труда и обороны ————— Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1719
	БОЛТЫ ПОЛУЧИСТЫЕ с шестигранной головкой, под гайку обыкновенную, резьба метрическая, диам. от 6 мм до 48 мм	
	МБИ (I. I. V.) : 621.99	
		Металл



Пример обозначения болта диам. 20 мм, длиной 100 мм

БОЛТ ПОЛУЧИСТЫЙ М 20 × 100 ОСТ 1719

мм

<i>a</i>	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
$S_{\text{ном}} = S_{\text{наиб}}$	11	14	17	22	22	27	32	32	36	36	41	46	55	65	75
$S_{\text{наим}}$	10,6	13,5	16,5	21,4	21,4	26,4	31,4	31,4	35,2	35,2	40,2	45,2	54,0	64,0	74,0
<i>h</i>	5	6	7	9	10	12	14	14	16	16	18	20	24	28	32
$D \approx$	12,7	16,2	19,6	25,4	25,4	31,2	36,9	36,9	41,6	41,6	47,3	53,1	63,5	75	86,5
<i>c</i>	1	1,2	1,5	1,8	2	2	2,5	2,5	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6
$r \leq$	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	1	1	1	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5

1. Размеров, поставленных в скобки, по возможности не применять.
2. Материал — железо (сталь).
3. Резьба по ОСТ 32.
4. Сбег резьбы по ОСТ 1714/1.
5. В пределах сбega резьбы допускается, по особому соглашению, проточка по ССТ 1714/1.
6. Конец стержня болта по ОСТ 1713.
7. Допускаются, по особому соглашению, сферические и цилиндрические концы стержней болтов по ОСТ 1713.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

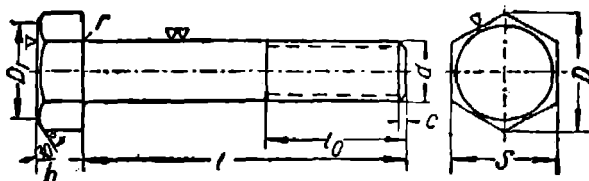
мм

<i>d</i>	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
Длина болта <i>l</i>	Длина нарезанной части стержня, включая сбеги резьбы <i>l₀</i>														
16	12														
18	12	15													
20	12	15													
22	12	15	18												
25	12	15	18	22											
28	12	15	18	(22)	(25)										
30	12	15	18	22	25										
32	12	15	18	(22)	(25)	(28)									
35	12	15	18	22	25	28	30								
38	12	15	18	(22)	(25)	(28)	(30)	(32)							
40	12	15	18	22	25	28	30	32							
42	12	15	18	(22)	(25)	(28)	(30)	(32)	(32)						
45	12	15	18	22	25	28	30	32	32	38					
48	12	15	18	(22)	(25)	(28)	(30)	(32)	(32)	(38)					
50	12	15	18	22	25	28	30	32	32	38					
55	15	18	20	22	25	28	30	32	32	38	42				
60	15	18	20	22	25	28	30	32	32	38	42				
65		18	20	22	25	28	30	32	32	38	42	(50)			
70		18	20	22	25	28	30	32	32	38	42	50	55		
75		18	20	22	25	28	30	32	32	38	42	(50)	(55)		
80		18	20	22	25	28	30	32	32	38	42	50	55	65	
85			20	22	25	28	30	32	32	38	42	(50)	(55)	(65)	(70)
90			20	22	25	28	30	32	32	38	42	50	55	65	70
95			20	22	25	28	30	32	32	38	42	(50)	(55)	(65)	(70)
100			20	22	25	28	30	32	32	38	42	50	55	65	70
(105)			(20)	(22)	(25)	(28)	(30)	(32)	(32)	(38)	(42)	—	—	—	—
110			25	28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
(115)			(25)	(28)	(30)	(32)	(35)	(38)	(38)	(45)	(48)	—	—	—	—
120			25	28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
130				23	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
140				28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
150				28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
160				28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
170				28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
180				28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
190					32	35	38	38	45	48	50	55	65	70	
200					32	35	38	38	45	48	50	55	65	70	
(210)											(50)	(55)	(65)	(70)	
220											60	65	75	80	
(230)											(60)	(65)	(75)	(80)	
240											60	65	75	80	
(250)												(65)	(75)	(80)	
260												65	75	80	
280												65	75	80	
300												65	75	80	

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

СССР Совет труда и обороны — Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1720
	БОЛТЫ ЧИСТЫЕ с шестигранной головкой, под гайку обыкновенную с про- шплицевой или корончатую, резьба Витворта, диам. от $\frac{1}{4}$ " до 2"	МБИ (I. I. V.): 621.99
		Металл

$$D_1 \approx 0,95 S$$



Пример обозначения болта диам. $\frac{3}{4}$ ", длиной 100 мм:

БОЛТ ЧИСТЫЙ $\frac{3}{4}$ " \times 100 ОСТ 1720

<i>d</i> (дюймы)	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2
	мм												
<i>S</i> ном = <i>S</i> наиб	11	14	17	22	27	32	36	41	46	50	60	70	80
<i>S</i> наим	10,8	13,8	16,8	21,75	26,75	31,7	35,7	40,7	45,7	49,7	59,6	69,6	79,6
<i>h</i>	5	6	7	9	12	14	16	18	20	22	26	28	32
<i>D</i> \approx	12,7	16,2	19,6	25,4	31,2	36,9	41,6	47,3	53,1	57,7	69,3	80,8	92,4
<i>c</i>	1	1,2	1,5	1,8	2	2,5	3	3,5	4	4	4,5	5	6
<i>r</i> \leq	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	1	1	1,5	1,5	1,5	1,5

1. Размеров, поставленных в скобки, по возможности, не применять.
2. Материал — железо (сталь).
3. Резьба по ОСТ 33-а или 33-б.
4. Сбег резьбы по ОСТ 1714/3.
5. В пределах сбega резьбы допускается, по особому соглашению, проточка по ОСТ 1714/3.
6. Конец стержня болта по ОСТ 1713.
7. Допускаются, по особому соглашению, сферические и цилиндрические концы стержней болтов по ОСТ 1713.

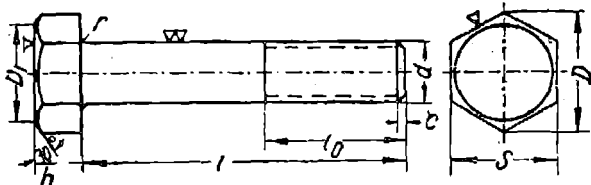
Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

d (дюймы)	1/4	5/16	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8	1	1 1/8	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2
Длина болта l (мм)	Длина нарезанной части стержня, включая сбеги резьбы, l ₀ (мм)												
16	15												
18	15	18											
20	15	18											
22	15	18	20										
25	15	18	20	25									
28	15	18	20	(28)									
30	15	18	20	28									
32	15	18	20	(28)	(32)								
35	15	18	20	28	32								
38	15	18	20	(28)	(32)	(38)							
40	15	18	20	28	32	38							
42	15	18	20	(28)	(32)	(38)	(42)						
45	15	18	20	28	32	38	42	45					
48	15	18	20	(28)	(32)	(38)	(42)	(45)					
50	15	18	20	28	32	38	42	45					
55	18	20	22	28	32	38	42	45	50				
60	18	20	22	28	32	38	42	45	50				
65		20	22	28	32	38	42	45	50	(60)			
70		20	22	28	32	38	42	45	50	60	70		
75		20	22	28	32	38	42	45	50	60	(70)		
80		20	22	28	32	38	42	45	50	60	70	80	
85			22	28	32	38	42	45	50	60	70	80	85
90			22	28	32	38	42	45	50	60	70	80	85
95			22	28	32	38	42	45	50	60	70	80	(85)
100			22	28	32	38	42	45	50	60	70	80	85
(105)			(22)	(28)	(32)	(38)	(42)	(45)	(50)	—	—	—	—
110			28	32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
(115)			(28)	(32)	(38)	(42)	(48)	(50)	(55)	—	—	—	—
120			28	32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
130				32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
140				32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
150				32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
160				32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
170				32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
180				32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
190					38	42	48	50	55	60	70	80	85
200					38	42	48	50	55	60	70	80	85
(210)										(60)	(70)	(80)	(85)
220										70	80	90	95
(230)										(70)	(80)	(90)	(95)
240										70	80	90	95
(250)										(80)	(90)	(95)	
260											80	90	95
280											80	90	95
300											80	90	95

НБ
УДУНТ
(ДНТ)

СССР Совет труда и обороны — Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1721
	БОЛТЫ ЧИСТЫЕ с шестигранной головкой, под гайку обыкновенную, резьба Вигворта диам. от $\frac{1}{4}$ " до 2"	МБИ (I. I. V.): 621,99
		Металл

$$D_1 \approx 0,95 S$$



Пример обозначения болта диам. $\frac{3}{4}$ " , длиной 100 мм:

БОЛТ ЧИСТЫЙ $\frac{3}{4} \times 100$ ОСТ 1721

d (дюймы)	1/4	5/16	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8	1	1 1/8	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2
мм													
S ном = S наиб	11	14	17	22	27	32	36	41	46	50	60	70	80
S наим	10,8	13,8	16,8	21,75	26,75	31,7	35,7	40,7	45,7	49,7	59,6	69,6	79,6
h	5	6	7	9	12	14	16	18	20	22	26	28	32
D ≈	12,7	16,2	19,6	25,4	31,2	36,9	41,6	47,3	53,1	57,7	69,3	80,8	92,4
c	1	1,2	1,5	1,8	2	2,5	3	3,5	4	4	4,5	5	6
	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	1	1	1,5	1,5	1,5	1,5

1. Размеров, поставленных в скобки, по возможности не применять.
2. Материал — железо (сталь).
3. Резьба по ОСТ 33-а или 33-б.
4. Сбег резьбы по ОСТ 1714/3.
5. В пределах сбega резьбы допускается, по особому соглашению, проточка по ОСТ 1714/3.
6. Конец стержня болта по ОСТ 1713.
7. Допускаются, по особому соглашению, сферические и цилиндрические концы стержней по ОСТ 1713.

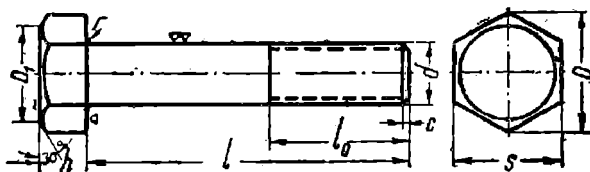
Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

<i>d</i> (дюймы)	1/4	5/16	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8	1	1 1/8	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2
Длина болта <i>l</i> (мм)	Длина нарезанной части стержня, включая сбеги резьбы <i>l</i> ₀ (мм)												
16	12												
18	12	15											
20	12	15											
22	12	15	18										
25	12	15	18	22									
28	12	15	18	(22)									
30	12	15	18	22									
32	12	15	18	(22)	(28)								
35	12	15	18	22	28								
38	12	15	18	(22)	(28)	(32)							
40	12	15	18	22	28	32							
42	12	15	18	(22)	(28)	(32)	(35)						
45	12	15	18	22	28	32	35	38					
48	12	15	18	(22)	(28)	(32)	(35)	(38)					
50	12	15	18	22	28	32	35	38					
55	15	18	20	22	28	32	35	38	42				
60	15	18	20	22	28	32	35	38	42				
65		18	20	22	28	32	35	38	42	(50)			
70		18	20	22	28	32	35	38	42	50	60		
75		18	20	22	28	32	35	38	42	50	60		
80		18	20	22	28	32	35	38	42	50	60	70	
85			20	22	28	32	35	38	42	50	60	70	75
90			20	22	28	32	35	38	42	50	60	70	75
95			20	22	28	32	35	38	42	50	60	70	75
100			20	22	28	32	35	38	42	50	60	70	75
(105)			(20)	(22)	(28)	(32)	(35)	(38)	(42)	—	—	—	—
110			25	28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
(115)			(25)	(28)	(32)	(38)	(40)	(42)	(48)	—	—	—	—
120			25	28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
130				28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
140				28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
150				28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
160				28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
170				28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
180				28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
190					32	38	40	42	48	50	60	70	75
200					32	38	40	42	48	50	60	70	75
(210)										(50)	(60)	(70)	(75)
220										60	70	80	85
(230)										(60)	(70)	(80)	(85)
240										60	70	80	85
250											70	80	85
260											70	80	85
280											70	80	85
300											70	80	85

НБ
УДУНТ
(ДНТ)

СССР Совет труда и обороны — Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1722
	БОЛТЫ ПОЛУЧИСТЫЕ с шестигранной головкой, под гайку обыкновенную с прошиплин- товкой или корончатую, резьба Витворта, диам. от $\frac{1}{4}$ " до 2"	МБИ (I.I.B.): 621.99
		Металл

$$D_1 \approx 0,95 S$$



Пример обозначения болта диам. $\frac{3}{4}$ " , длиной 100 мм:

БОЛТ ЧИСТЫЙ $\frac{3}{4}$ " \times 100 ОСТ 1722

<i>d</i> (дюймы)	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2
	мм												
<i>S</i> ном = <i>S</i> наиб	11	14	17	22	27	32	36	41	46	50	60	70	80
<i>S</i> наим	10,6	13,5	16,5	21,4	26,4	31,4	35,2	40,2	45,2	49,2	59,0	69,0	79,0
<i>h</i>	5	6	7	9	12	14	16	18	20	22	26	28	32
<i>D</i> \approx	12,7	16,2	19,6	25,4	31,2	36,9	41,6	47,3	53,1	57,7	69,3	80,8	92,4
<i>c</i>	1	1,2	1,5	1,8	2	2,5	3	3,5	4	4	4,5	5	6
<i>r</i> \leq	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	1	1	1,5	1,5	1,5	1,5

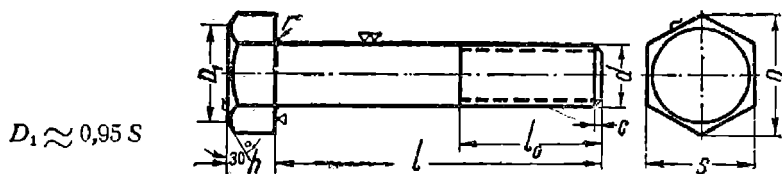
1. Размеров, поставленных в скобки, по возможности не применять.
2. Материал — железо (сталь).
3. Резьба по ОСТ 33-а или 33-б.
4. Сбег резьбы по ОСТ 1714/3.
5. В пределах сбega резьбы допускается, по особому соглашению, проточка по ОСТ 1714/3.
6. Конец стержня болта по ОСТ 1713.
7. Допускаются, по особому соглашению, сферические и цилиндрические концы стержней болтов по ОСТ 1713.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

<i>d</i> (дюймы)	1/4	5/16	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8	1	1 1/8	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2
Длина болта <i>l</i> (мм)	Длина нарезанной части стержня, включая сбег резьбы, <i>l</i> ₀ (мм)												
16	15												
18	15	18											
20	15	18											
22	15	18	20										
25	15	18	20	25									
28	15	18	20	(28)									
30	15	18	20	28									
32	15	18	20	(28)	(32)								
35	15	18	20	28	32								
38	15	18	20	(28)	(32)	(38)							
40	15	18	20	28	32	38							
42	15	18	20	(28)	(32)	(38)	(42)						
45	15	18	20	28	32	38	42	45					
48	15	18	20	(28)	(32)	(38)	(42)	(45)					
50	15	18	20	28	32	38	42	45					
55	18	20	22	28	32	38	42	45	50				
60	18	20	22	28	32	38	42	45	50				
65		20	22	28	32	38	42	45	50	(60)			
70		20	22	28	32	38	42	45	50	60	70		
75		20	22	28	32	38	42	45	50	60	(70)		
80		20	22	28	32	38	42	45	50	60	70	80	
85			22	28	32	38	42	45	50	60	70	80	85
90			22	28	32	38	42	45	50	60	70	80	85
95			22	28	32	38	42	45	50	60	70	80	(85)
100			22	28	32	38	42	45	50	60	70	80	85
(105)			(22)	(28)	(32)	(38)	(42)	(45)	(50)	—	—	—	—
110			28	32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
(115)			(28)	(32)	(38)	(42)	(48)	(50)	(55)	—	—	—	—
120			28	32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
130				32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
140				32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
150				32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
160				32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
170				32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
180				32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
190					38	42	48	50	55	60	70	80	85
200					38	42	48	50	55	60	70	80	85
(210)										(60)	(70)	(80)	(85)
220										70	80	90	95
(230)										(70)	(80)	(90)	(95)
240										70	80	90	95
(250)											(80)	(90)	(95)
260											80	90	95
280											80	90	95
300											80	90	95

НБ
УДУНТ
(ДНТ)

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	OCT 1723
	БОЛТЫ ПОЛУЧИСТЫЕ с шестигранной головкой под гайку обыкновенную, резьба Витворта диам. от $\frac{1}{4}''$ до $2''$	МБИ (I. I. В) : 621-99
		Металл



Пример обозначения болта диам. $\frac{3}{4}''$ длиной 100 мм:

БОЛТ ПОЛУЧИСТЫЙ $\frac{3}{4}'' \times 100$ OCT 1723

d (дюймы)	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2
мм													
S ном = S наиб	11	14	17	22	27	32	36	41	46	50	60	70	80
S наим	10,6	13,5	16,5	21,4	26,4	31,4	35,2	40,2	45,2	49,2	59,0	69,0	79,0
n	5	6	7	9	12	14	16	18	20	22	26	28	32
D ≈	12,7	16,2	19,6	25,4	31,2	36,9	41,6	47,3	53,1	57,7	69,3	80,8	92,4
c	1	1,2	1,5	1,8	2	2,5	3	3,5	4	4	4,5	5	6
r ≤	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	1	1	1,5	1,5	1,5	1,5

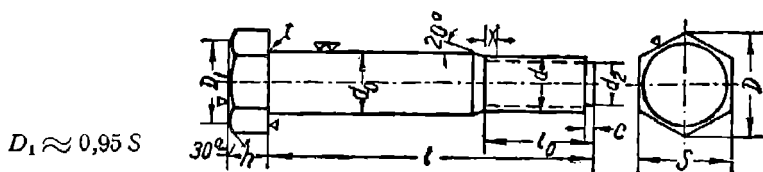
1. Размеров, поставленных в скобки, по возможности не применять.
2. Материал — железо (сталь).
3. Резьба по OCT 33-а или 33-б.
4. Сбег резьбы по OCT 1714/3.
5. В пределах сбega резьбы допускается, по особому соглашению, проточка по OCT 1714/3.
6. Конец стержня болта по OCT 1713.
7. Допускаются, по особому соглашению, сферические и цилиндрические концы стержней болтов по OCT 1713.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

<i>d</i> (дюймы)	1/4	5/16	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8	1	1 1/8	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2
Длина болта <i>l</i> (мм)	Длина нарезанной части стержня, включая сбег резьбы <i>l</i> ₀ (мм)												
16	12												
18	12	15											
20	12	15											
22	12	15	18										
25	12	15	18	22									
28	12	15	18	(22)									
30	12	15	18	22									
32	12	15	18	(22)	(28)								
35	12	15	18	22	28								
38	12	15	18	(22)	(28)	(32)							
40	12	15	18	22	28	32							
42	12	15	18	(22)	(28)	(32)	(35)						
45	12	15	18	22	28	32	35	33					
48	12	15	18	(22)	(28)	(32)	(35)	(38)					
50	12	15	18	22	28	32	35	38					
55	15	18	20	22	28	32	35	38	42				
60	15	18	20	22	28	32	35	38	42				
65		18	20	22	28	32	35	38	42	(50)			
70		18	20	22	28	32	35	38	42	50	60		
75		18	20	22	28	32	35	38	42	50	60		
80		18	20	22	28	32	35	38	42	50	60	70	
85			20	22	28	32	35	38	42	50	60	70	75
90			20	22	28	32	35	38	42	50	60	70	75
95			20	22	28	32	35	38	42	50	60	70	75
100			20	22	28	32	35	38	42	50	60	70	75
(105)			(20)	(22)	(28)	(32)	(35)	(38)	(42)	—	—	—	—
110			25	28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
(115)			(25)	(28)	(32)	(38)	(40)	42	(48)	—	—	—	—
120			25	28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
130				28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
140				28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
150				28	32	33	40	42	48	50	60	70	75
160				28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
170				28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
180				28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
190					32	38	40	42	48	50	60	70	75
200					32	38	40	42	48	50	60	70	75
(210)										(50)	(60)	(70)	(75)
220										60	70	80	85
(230)										(60)	(70)	(80)	(85)
240										60	70	80	85
250											70	80	85
260											70	80	85
280											70	80	85
300											70	80	85

НБ
УДУНТ
(ДПТ)

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1724
	БОЛТЫ ЧИСТЫЕ с шестигранной головкой, под гайку обыкновенную с прошплинтовкой или корончатую, для отверстий из-под развертки, резьба метриче- ская, диам. от 6 мм до 48 мм	МБИ (I. I. В.): 621.99
		Металл

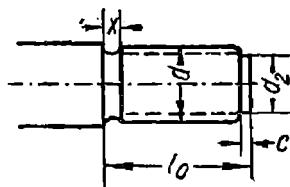


Пример обозначения болта диам. 20 мм, длиной 100 мм:
БОЛТ ЧИСТЫЙ М 20 × 100 ОСТ 1724

мм

<i>d</i>	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
$S_{ном} = S_{наиб}$	11	14	17	22	22	27	32	32	36	36	41	46	55	65	75
$S_{наим}$	10,8	13,8	16,8	21,75	21,75	26,75	31,7	31,7	35,7	35,7	40,7	45,7	54,6	64,6	74,6
d_0	7	9	11	13	15	17	19	21	23	25	28	32	38	44	50
d_2	4	5,5	7	8,5	10	12	13	15	17	18	21	23	28	33	38
$D \approx$	12,7	16,2	19,6	25,4	25,4	31,2	36,9	36,9	41,6	41,6	47,3	53,1	63,5	75	86,5
h	5	6	7	9	10	12	14	14	16	16	18	20	24	28	32
c	1,5	1,5	2	2	3	3	3	4	4	4	5	5	6	7	8
$r \leq$	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	1	1	1	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5

1. Материал — железо (сталь).
2. Резьба по ОСТ 32.
3. Сбег резьбы по ОСТ 1714/1.
4. В пределах сбega резьбы допускается проточка по ОСТ 1714/1.
5. Гладкая часть стержня болта (d_0) обтачивается с допусками по системе отверстия для посадки, указываемой в заказе.
6. Допускается, по особому соглашению, выполнение стержней болтов по типу черт. А с сохранением размеров, указанных в таблице.



Черт. А

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

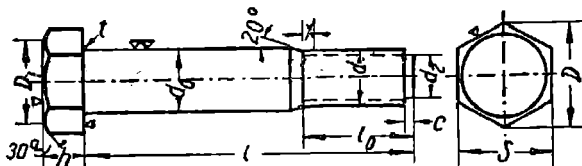
мм

<i>d</i>	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
Длина болта <i>l</i>	Длина нарезанной части стержня, включая сбеги резьбы, <i>l₀</i>														
16	15														
18	15	18													
20	15	18													
22	15	18	20												
25	15	18	20	25											
28	15	18	20	(28)	(28)										
30	15	18	20	28	30										
32	15	18	20	(28)	(30)	(32)									
35	15	18	20	28	30	32	35								
38	15	18	20	(28)	(30)	(32)	(35)	(38)							
40	15	18	20	28	30	32	35	38							
42	15	18	20	(28)	(30)	(32)	(35)	(38)	(42)						
45	15	18	20	28	30	32	35	38	42	45					
48	15	18	20	(28)	(30)	(32)	(35)	(38)	(42)	(45)					
50	15	18	20	28	30	32	35	38	42	45					
55	18	20	22	28	30	32	35	38	42	45	50				
60	18	20	22	28	30	32	35	38	42	45	50				
65		20	22	28	30	32	35	38	42	45	50	(60)			
70		20	22	28	30	32	35	38	42	45	50	60	65		
75		20	22	28	30	32	35	38	42	45	50	(60)	(65)		
80		20	22	28	30	32	35	38	42	45	50	60	65	75	
85			22	28	30	32	35	38	42	45	50	(60)	(65)	(75)	(80)
90			22	28	30	32	35	38	42	45	50	60	65	75	80
95			22	28	30	32	35	38	42	45	50	(60)	(65)	(75)	(80)
100			22	28	30	32	35	38	42	45	50	60	65	85	80
(105)			(22)	(28)	(30)	(32)	(35)	(38)	(42)	(45)	(50)	—	—	—	—
110			28	32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
(115)			(28)	(32)	(35)	(38)	(40)	(42)	(48)	(50)	(55)	—	—	—	—
120			28	32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
130				32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
140				32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
150				32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
160				32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
170				32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
180				32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
190						38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
200						38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
(210)												(60)	(65)	(75)	(80)
220												70	75	85	90
(230)												(70)	(75)	(85)	(90)
240												70	75	85	90
(250)													(75)	(85)	(90)
260													75	85	90
280													75	85	90
300													75	85	90

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1725
	БОЛТЫ ЧИСТЫЕ с шестигранной головкой, под гайку обыкновенную с прошплинтовкой или корончатую, для отверстий из-под развертки, резьба Витворта, диам. от $\frac{1}{4}$ " до 2"	МБИ (И. И. В.) : 621.99
		Металл

$$D_1 \approx 0,95 S$$

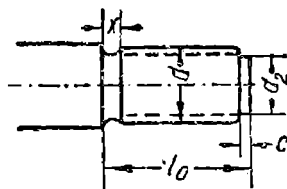


Пример обозначения болта диам. $\frac{3}{4}$ " длиной 100 мм:

БОЛТ ЧИСТЫЙ $\frac{3}{4}$ " \times 100 ОСТ 1725

d (дюймы)	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2
мм													
S ном = S наиб	11	14	17	22	27	32	36	41	46	50	60	70	80
S наим	10,8	13,8	16,8	21,75	26,75	31,7	35,7	40,7	45,7	49,7	59,6	69,6	79,6
d ₀	7	9	10	14	17	20	23	26	30	33	40	46	52
d ₂	4	5,5	7	9	12	14	17	19	22	25	30	35	40
D ≈	12,7	16,2	19,6	25,4	31,2	36,9	41,6	47,3	53,1	57,7	69,3	80,8	92,4
h	5	6	7	9	12	14	16	18	20	22	26	28	32
c	1,5	1,5	2	2	3	4	4	5	5	6	7	8	9
r ≤	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	1	1	1,5	1,5	1,5	1,5

1. Материал — железо (сталь).
2. Резьба по ОСТ 33-а и ОСТ 33-б.
3. Сбег резьбы по ОСТ 1714/3.
4. В пределах сбega резьбы допускается проточка по ОСТ 1714/3.
5. Гладкая часть стержня болта (d_0) обрабатывается с допусками по системе отверстия для посадки, указываемой в заказе.
6. Допускается, по особому соглашению, выполнение стержней болтов по типу черт. А с сохранением размеров указанных в таблице.



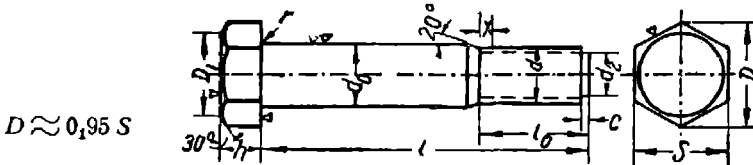
Черт А

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

<i>d</i> (дюймы)	1/4	5/16	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8	1	1 1/8	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2
Длина болта <i>l</i> (мм)	Длина нарезанной части стержня, включая сбеги резьбы, <i>l</i> ₀ (мм)												
16	15												
18	15	18											
20	15	18											
22	15	18	20										
25	15	18	20	25									
28	15	18	20	(28)									
30	15	18	20	28									
32	15	18	20	(28)	(32)								
35	15	18	20	28	32								
38	15	18	20	(28)	(32)	(38)							
40	15	18	20	28	32	38							
42	15	18	20	(28)	(32)	(38)	(42)						
45	15	18	20	28	32	38	42	45					
48	15	18	20	(28)	(32)	(38)	(42)	(45)					
50	15	18	20	28	32	38	42	45					
55	18	20	22	28	32	38	42	45	50				
60	18	20	22	28	32	38	42	45	50				
65		20	22	28	32	38	42	45	50	(60)			
70		20	22	28	32	38	42	45	50	60	70		
75		20	22	28	32	38	42	45	50	60	(70)		
80		20	22	28	32	38	42	45	50	60	70	80	
85			22	28	32	38	42	45	50	60	70	80	85
90			22	28	32	38	42	45	50	60	70	80	85
95			22	28	32	38	42	45	50	60	70	80	(85)
100			22	28	32	38	42	45	50	60	70	80	85
(105)			(22)	(28)	(32)	(38)	(42)	(45)	(50)	—	—	—	—
110			28	32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
(115)			(28)	(32)	(38)	(42)	(48)	(50)	(55)	—	—	—	—
120			28	32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
130				32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
140				32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
150				32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
160				32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
170				32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
180				32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
190					38	42	48	50	55	60	70	80	85
200					38	42	48	50	55	60	70	80	85
(210)										(60)	(70)	(80)	(85)
220										70	80	90	95
(230)										(70)	(80)	(90)	(95)
240										70	80	90	95
(250)											(80)	(90)	(95)
260											80	90	95
280											80	90	95
300											80	90	95

НЕ
УДУНТ
(ДУНТ)

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1726
	БОЛТЫ ЧИСТЫЕ с шестигранной головкой под гайку обыкновенную, для отверстий из- под развертки, резьба метрическая, диам. от 6 мм до 48 мм	МБИ (И.В.) : 621.99
		Металл

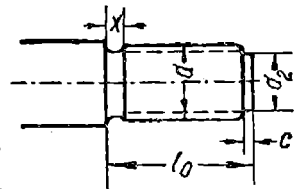


Пример обозначения болта диам. 20 мм, длиной 100 мм
БОЛТ ЧИСТЫЙ М 20 × 100 ОСТ 1726

мм

d	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
$S_{ном} = S_{наиб}$	11	14	17	22	22	27	32	32	36	36	41	46	55	65	75
$S_{наим}$	10,8	13,8	16,8	21,75	11,75	26,75	31,7	31,7	35,7	35,7	40,7	45,7	54,6	64,6	74,6
d_0	7	9	11	13	15	17	19	21	23	25	28	32	38	44	50
d_2	4	5,5	7	8,5	10	12	13	15	17	18	21	23	28	33	38
$D \approx$	12,7	16,2	19,6	25,4	25,4	31,2	36,9	36,9	41,6	41,6	47,3	53,1	63,5	75	86,5
h	5	6	7	9	10	12	14	14	16	16	18	20	24	28	32
c	1,5	1,5	2	2	3	3	3	4	4	4	5	5	6	7	8
$r \approx$	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	1	1	1	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5

1. Материал — железо (сталь).
2. Резьба по ОСТ 32.
3. Сбег резьбы по ОСТ 1714/1.
4. В пределах сбega резьбы допускается проточка по ОСТ 1714/1.
5. Гладкая часть стержня болта (d_0) obtачивается с допусками по системе отверстия для посадки, указываемой в заказе.
6. Допускается, по особому соглашению, выполнение стержней болтов по типу черт. А с сохранением размеров, указанных в таблице.



Черт. А

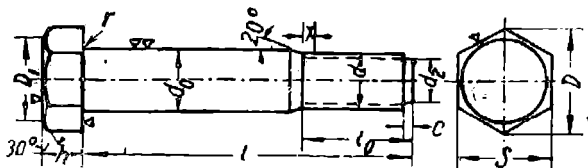
Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1939 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

М.М.

d	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
Длина болта	Длина нарезанной части стержня, включая сгон резьбы, l ₀														
16	12														
18	12	15													
20	12	15													
22	12	15	18												
25	12	15	18	22											
28	12	15	18	(22)	(25)										
30	12	15	18	22	25										
32	12	15	18	(22)	(25)	(28)									
35	12	15	18	22	25	28	30								
38	12	15	18	(22)	(25)	(28)	(30)	(32)							
40	12	15	18	22	25	28	30	32							
42	12	15	18	(22)	(25)	(28)	(30)	(32)	(32)						
45	12	15	18	22	25	28	30	32	32	38					
48	12	15	18	(22)	(25)	(28)	(30)	(32)	(32)	(38)					
50	12	15	18	22	25	28	30	32	32	38					
55	15	18	20	22	25	28	30	32	32	38	42				
60	15	18	20	22	25	28	30	32	32	38	42				
65		18	20	22	25	28	30	32	32	38	42	(50)			
70		18	20	22	25	28	30	32	32	38	42	50	55		
75		18	20	22	25	28	30	32	32	38	42	(50)	(55)		
80		18	20	22	25	28	30	32	32	38	42	50	55	65	
85			20	22	25	28	30	32	32	38	42	(50)	(55)	(65)	(70)
90			20	22	25	28	30	32	32	38	42	50	55	65	70
95			20	22	25	28	30	32	32	38	42	(50)	(55)	(65)	(70)
100			20	22	25	28	30	32	32	38	42	50	55	65	70
(105)			(20)	(22)	(25)	(28)	(30)	(32)	(32)	(38)	(42)	—	—	—	—
110			25	28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
(115)			(25)	(28)	(30)	(32)	(35)	(38)	(38)	(45)	(48)	—	—	—	—
120			25	28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
130			28	30	32	35	38	38	38	45	48	50	55	65	70
140			28	30	32	35	38	38	38	45	48	50	55	65	70
150			28	30	32	35	38	38	38	45	48	50	55	65	70
160			28	30	32	35	38	38	38	45	48	50	55	65	70
170			28	30	32	35	38	38	38	45	48	50	55	65	70
180			28	30	32	35	38	38	38	45	48	50	55	65	70
190					32	35	38	38	38	45	48	50	55	65	70
200					32	35	38	38	38	45	48	50	55	65	70
(210)												(50)	(55)	(65)	(70)
220												60	65	75	80
(230)												(60)	(65)	(75)	(80)
240												60	65	75	80
(250)													(65)	(75)	(80)
26													65	75	80
280													65	75	80
300													65	75	80

НЕ
УДУНТ
(ДИТ)

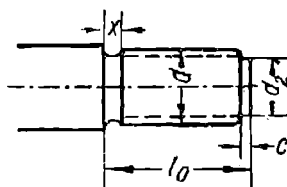
СССР Совет труда и обороны ————— Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1727
	БОЛТЫ ЧИСТЫЕ с шестигранной головкой, под обыкновенную гайку, для отверстий из-под развертки, резьба Витворта, диам. от $\frac{1}{4}$ " до 2"	МБИ (Л.В.): 621.99
		Металл

 $D_1 \sim 0,95 S$


Пример обозначения болта диам. $\frac{3}{4}$ ", длиной 100 мм.
БОЛТ ЧИСТЫЙ $\frac{3}{4}$ " \times 100 ОСТ 1727

d (дюймы)	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2
<i>мм</i>													
$S_{ном} = S_{наиб}$	11	14	17	22	27	32	36	41	46	50	60	70	80
$S_{наим}$	10,8	13,8	16,8	21,75	26,75	31,7	35,7	40,7	45,7	49,7	59,6	69,6	79,6
d_0	7	9	10	14	17	20	23	26	30	33	40	46	52
d_2	4	5,5	7	9	12	14	17	19	22	25	30	35	40
$D \approx$	12,7	16,2	19,6	25,4	31,2	36,9	41,6	47,3	53,1	57,7	69,3	80,8	92,4
h	5	6	7	9	12	14	16	18	20	22	26	28	32
c	1,5	1,5	2	2	3	4	4	5	5	6	7	8	9
$r \leq$	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	1	1	1,5	1,5	1,5	1,5

1. Материал — железо (сталь).
2. Резьба по ОСТ 33-а и 33-б.
3. Сбег резьбы по ОСТ 1714/3.
4. В пределах сбega резьбы допускается проточка по ОСТ 1714/3.
5. Гладкая часть стержня болта (d_0) обтачивается с допусками по системе отверстия для посадки, указываемой в заказе.
6. Допускается, по особому соглашению, выполнение стержней болтов по типу черт. А с сохранением размеров, указанных в таблице.



Черт. А.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

<i>d</i> (дюймы)	1/4	5/16	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8	1	1 1/8	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2
Длина болта <i>l</i> (мм)	Длина нарезанной части стержня, включая сбеги резьбы, <i>l₀</i> (мм)												
16	12												
18	12	15											
20	12	15											
22	12	15	18										
25	12	15	18	22									
28	12	15	18	(22)									
30	12	15	18	22									
32	12	15	18	(22)	(28)								
35	12	15	18	22	28								
38	12	15	18	(22)	(28)	(32)							
40	12	15	18	22	28	32							
42	12	15	18	(22)	(28)	(32)	(35)	38					
45	12	15	18	22	28	32	35	(38)					
48	12	15	18	(22)	(28)	(32)	(35)	38					
50	12	15	18	22	28	32	35	38	42				
55	15	18	20	22	28	32	35	38	42				
60	15	18	20	22	28	32	35	38	42	(50)			
65		18	20	22	28	32	35	38	42	50	60		
70		18	20	22	28	32	35	38	42	50	60		
75		18	20	22	28	32	35	38	42	50	60	70	
80		18	20	22	28	32	35	38	42	50	60	70	75
85			20	22	28	32	35	38	42	50	60	70	75
90			20	22	28	32	35	38	42	50	60	70	75
95			20	22	28	32	35	38	42	50	60	70	75
100			20	22	28	32	35	38	42	50	60	70	75
(105)			(20)	(22)	(28)	(32)	(35)	(38)	(42)	—	—	—	—
110			25	28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
(115)			(25)	(28)	(32)	(38)	(40)	(42)	(48)	—	—	—	—
120			25	28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
130				28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
140				28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
150				28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
160				28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
170				28	32	38	40	43	48	50	60	70	75
180				28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
190					32	38	40	42	48	50	60	70	75
200					32	38	40	42	48	50	60	70	75
(210)										(50)	(60)	(70)	(75)
220										60	70	80	85
(230)										(60)	(70)	(80)	(85)
240										60	70	80	85
250											70	80	85
260											70	80	85
280											70	80	85
300											70	80	85

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

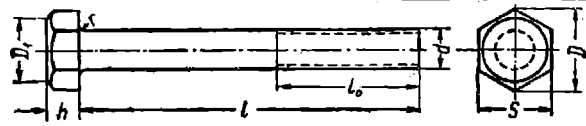
СССР
Совет труда и обороны
Комитет
по стандартизации

ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ

ОСТ 133

БОЛТЫ ЧЕРНЫЕ
с шестигранной головкой,
резьба Витворта, диам. от 1/4" до 2"

МБИ (I.I.B.): 621.88



$D_1 \approx 0,95 S$

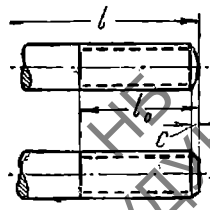
d (дюймы)	1/4	5/16	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8	1	1 1/8	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2
мм													
S	11	14	17	22	27	32	36	41	46	50	60	70	80
S наиб.	11	14	17	22	27	32	36	41	46	50	60	70	80
S наим.	10,6	13,5	16,5	21,4	26,4	31,4	35,2	40,2	45,2	49,2	59	69	79
h	5	6	7	10	12	14	16	18	20	22	26	28	32
D ~	12,7	16,2	19,6	25,4	31,2	36,9	41,6	47,3	53,1	57,7	69,3	80,8	92,4
c ~	0,9	1	1,2	1,8	2,1	2,5	3	3,5	4	4,2	4,8	6	6,9
r <	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	1	1	1,5	1,5	1,5	1,5

Длина болта l | Длина нарезанной части стержня болта, включая сбеги резьбы l₀

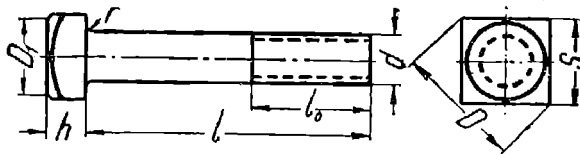
15	10												
20	15	15											
25	15	20	20	20									
30	15	20	25	25									
35	15	20	25	30									
40	20	20	25	30	35								
45	20	20	25	30	35	40							
50	20	20	25	30	35	40	45						
55	20	20	25	30	35	40	45						
60	20	20	25	30	35	40	45	50					
65		20	25	30	35	40	45	50	55	55			
70		20	25	30	35	40	45	50	55	55			
75		20	25	30	35	40	45	50	55	55			
80		20	25	30	35	40	45	50	55	55	65		
90			30	35	40	45	50	55	60	60	70		
100			30	35	40	45	50	55	60	60	70		
110			30	35	40	45	50	55	60	60	70		
120			30	35	40	45	50	55	60	60	70		
130				35	40	45	50	55	60	60	70		
140				35	40	45	50	55	60	60	70		
150				35	40	45	50	55	60	60	70		
160				35	40	45	50	55	60	60	70		
180				40	45	50	55	60	70	70	80		
200				45	50	55	60	70	70	80			
220								70	70	80			
240								70	70	80			
260										80			
280										80			
300										80			

Для болтов диаметром 1 3/4" и 2" длина нарезанной части стержня не нормируется

- Примечания.
1. Профиль резьбы—по ОСТ 33-а и 33-б.
 2. Материал—железо (сталь).
 3. Допускаются, по особому соглашению, концы стержней болтов с заточкой: а) по сфере, б) по усеченному конусу (см. черт., размеры l, l₀ и см. таблице)
 4. Фаска на головке, как у шестигр. гаек (см. ОСТ 147).
 5. Пример обозначения болта черного с шестигранной головкой, с резьбой Витворта диам. 3/4", длиной 110 мм. Болт черн. шестигр. 3/4" x 110 ОСТ 133.



СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ БОЛТЫ ЧЕРНЫЕ с квадратной головкой, резьба метрич., диам. от 6 мм до 48 мм	ОСТ 134 МБИ (Л.В.) : 621.88
---	---	------------------------------------



$D_1 \approx 0,95 S$

мм

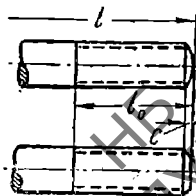
<i>d</i>	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
<i>S</i>	11	14	17	22	22	27	32	32	36	36	41	46	55	65	75
<i>S</i> наиб.	11	14	17	22	22	27	32	32	36	36	41	46	55	65	75
<i>S</i> наим.	10,6	13,5	16,5	21,4	21,4	26,4	31,4	31,4	35,2	35,2	40,2	45,2	54	64	74
<i>h</i>	5	6	7	10	10	12	14	14	16	16	18	20	24	28	32
<i>D</i> ~	15,6	19,8	24,1	31,2	31,2	38,2	45,4	45,4	51	51	58	65,1	78	92	106
<i>c</i> ~	0,8	1	1,3	1,6	1,6	2,1	2,2	2,6	2,9	3	3,5	3,8	4,3	5,2	6
<i>r</i> ≤	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	1	1	1	1,2	1,5	1,5	1,5	1,5

Дл. болта *l* Длина нарезанной части стержня болта, включая сбег резьбы *l*₀

15	10														
20	15	15													
25	15	20	20	20	20										
30	15	20	25	25	25										
35	15	20	25	30	30										
40	20	20	25	30	30	35	35								
45	20	20	25	30	30	35	35	40							
50	20	20	25	30	30	35	35	40	45						
55	20	20	25	30	30	35	35	40	45	50					
60	20	20	25	30	30	35	35	40	45	50	50				
65		20	25	30	30	35	35	40	45	50	50	55			
70		20	25	30	30	35	35	40	45	50	50	55			
75		20	25	30	30	35	35	40	45	50	50	55			
80		20	25	30	30	35	35	40	45	50	50	55	60		
90			30	35	35	40	40	45	50	55	55	60	65		
100			30	35	35	40	40	45	50	55	55	60	65		
110			30	35	35	40	40	45	50	55	55	60	65		
120			30	35	35	40	40	45	50	55	55	60	65		
130				35	35	40	40	45	50	55	55	60	65		
140				35	35	40	40	45	50	55	55	60	65		
150				35	35	40	40	45	50	55	55	60	65		
160				35	35	40	40	45	50	55	55	60	65		
180				40	40	45	45	50	55	60	60	70	75		
200					45	45	50	55	60	60	60	70	75		
220												70	75		
240												70	75		
260													75		
280														75	
300															75

Для бол-
тов диа-
метром
42 мм
и 48 мм
длина
нарезан-
ной части
стержня
не норми-
руется

- Примечания.
1. Профиль резьбы — по ОСТ 32.
 2. Материал — железо (сталь).
 3. Допускаются, по особому соглашению, концы стержней болтов с заточкой: а) по сфере, б) по усеченному конусу (см. черт., размеры *l*, *l*₀ и *c* по таблице).
 4. Фаска на головке, как у квадратных гаск (см. ОСТ 144).
 5. Пример обозначения болта черного с квадратной головкой, с метрической резьбой, диаметром 20 мм, длиной 110 мм.
Болт черн. квадр. М 20 × 110 ОСТ 134.



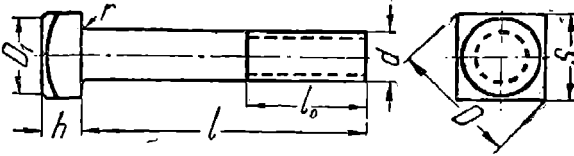
СССР
Совет труда и обороны
Комитет
по стандартизации

ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ

ОСТ 135

БОЛТЫ ЧЕРНЫЕ
с квадратной головкой,
резьба Витворта, диам. от 1/4" до 2"

МБИ (I.I.V.): 621.86



$$D_1 \approx 0,95 S$$

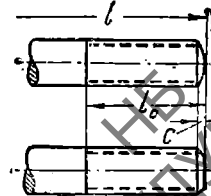
d (дюймы)	1/4	5/16	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8	1	1 1/8	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2
	мм												
S	11	14	17	22	27	32	36	41	46	50	60	70	80
S наиб.	11	14	17	22	27	32	36	41	46	50	60	70	80
S наим.	10,6	13,5	16,5	21,4	26,4	31,4	35,2	40,2	45,2	49,2	59	69	79
h	5	6	7	10	12	14	16	18	20	22	26	28	32
D ~	15,6	19,8	24,1	31,2	38,2	45,4	51	58	65,1	71	85	99	113
c ~	0,9	1	1,2	1,8	2,1	2,5	3	3,5	4	4,2	4,8	6	6,9
r <	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	1	1	1,5	1,5	1,5	1,5

Дл. болта l. Длина нарезанной части стержня болта, включая сбеги резьбы l₀

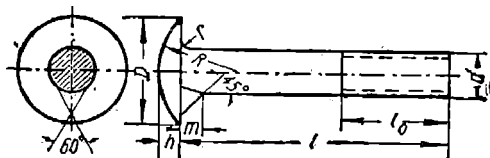
15	10												
20	15	15											
25	15	20	20										
30	15	20	25	25									
35	15	20	25	30									
40	20	20	25	30	35								
45	20	20	25	30	35	40							
50	20	20	25	30	35	40	45						
55	20	20	25	30	35	40	45						
60	20	20	25	30	35	40	45	50					
65		20	25	30	35	40	45	50	55	55			
70		20	25	30	35	40	45	50	55	55			
75		20	25	30	35	40	45	50	55	55			
80		20	25	30	35	40	45	50	55	55	65		
90			30	35	40	45	50	55	60	60	70		
100			30	35	40	45	50	55	60	60	70		
110			30	35	40	45	50	55	60	60	70		
120			30	35	40	45	50	55	60	60	70		
130				35	40	45	50	55	60	60	70		
140				35	40	45	50	55	60	60	70		
150				35	40	45	50	55	60	60	70		
160				35	40	45	50	55	60	60	70		
180				40	45	50	55	60	70	70	80		
200					45	50	55	60	70	70	80		
220									70	70	80		
240									70	70	80		
260											80		
280											80		
300											80		

Для бол-
тов диа-
метром
1 3/4" и 2"
длина
нарезан-
ной части
стержня
не норми-
руется

- Примечания.
1. Профиль резьбы — по ОСТ 33-а и 33-б.
 2. Материал — железо (сталь).
 3. Допускаются по особому соглашению концы стержней болтов с заточкой: а) по сфере; б) по усеченному конусу (см. черт., размеры l , l_0 и c по таблице).
 4. Фаска на головке, как у квадратных гаек (см. ОСТ 145).
 5. Пример обозначения болта черного с квадратной головкой, с резьбой Витворта диам. 3/4" длиной 110 мм.
Болт черн. квадр. 3/4" × 110 ОСТ 135.



СССР Совет труда и обороны — Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 136
	БОЛТЫ ЧЕРНЫЕ с полукруглой головкой и усом — для дерева, резьба метрич., диам. от 6 мм до 27 мм	

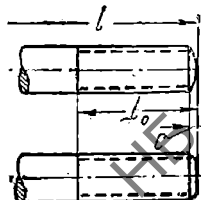


М.М.

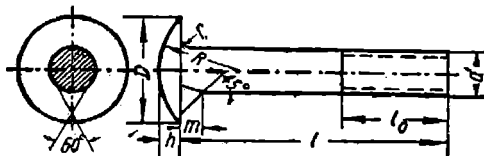
	6	8	10	12	16	20	24	27
<i>n</i>	15	20	25	30	40	45	55	60
<i>R</i> ~	3	4	5	6	8	10	12	13
<i>m</i>	11	14,5	18	22	29	30,5	38	41
<i>c</i> ~	3	3,8	5	6	7	8	10	12
<i>s</i> ~	0,8	1	1,3	1,6	2,6	2,6	3	3,5
<i>r</i> <	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	1	1,5
Длина болта <i>l</i>	Длина нарезанной части стержня болта, включая сбеги резьбы <i>l</i> ₀							
25	15							
30	15	20						
35	15	20						
40	20	20	25	30	30			
45	20	20	25	30	35			
50	20	20	25	30	35			
55	20	20	25	30	35	40		
60	20	20	25	30	35	40		
70	25	25	30	35	40	45	50	
80		25	30	35	40	45	50	55
90		25	30	35	40	45	50	55
100		25	30	35	40	45	50	55
110			30	35	40	45	50	60
120			30	35	40	45	50	60
130			30	35	40	45	50	60
140			30	35	40	45	50	60
150				35	40	45	50	60
160				35	40	45	50	60
180				40	45	50	55	65
200				40	45	50	55	65

- Примечания. 1. Профиль резьбы — по ОСТ 32
 2. Материал — железо (сталь).
 3. Допускаются, по особому соглашению, концы стержней болтов с заточкой: а) по сфере, б) по усеченному конусу (см. черт., размеры *l*, *l*₀ и *c* по таблице).
 4. Пример обозначения болта черного с полукруглой головкой и усом — для дерева, с метрической резьбой, диам. 20 мм, длиной 110 мм:

Болт черн. полукр. дерев. М 20 × 110
 ОСТ 136



СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 137
	БОЛТЫ ЧЕРНЫЕ с полукруглой головкой и усом для дерева, резьба Витворта, диам. от 1/4" до 1"	МБИ (I. I. V.) : 621.88

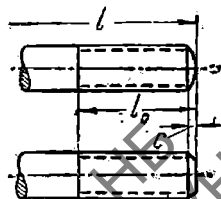


d (дюймы)	1/4	5/16	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8	1
М.М.								
D	15	20	25	30	40	45	55	60
h	3	4	5	6	8	10	12	13
R ~	11	14,5	18	22	29	30,5	38	41
m	3	3,8	5	6	7	8	10	12
c ~	0,9	1	1,2	1,8	2,1	2,5	3	3,5
r ≤	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	1
Длина болта l	Длина нарезанной части стержня болта, включая сбеги резьбы l ₀							
25	25							
30	15	20						
35	15	20						
40	20	20	25	30	30			
45	20	20	25	30	35			
50	20	20	25	30	35			
55	20	20	25	30	35	40		
60	20	20	25	30	35	40		
70	25	25	30	35	40	45	50	
80		25	30	35	40	45	50	55
90		25	30	35	40	45	50	55
100		25	30	30	40	45	50	55
110			30	35	40	45	50	60
120			30	35	40	45	50	60
130			30	35	40	45	50	60
140			30	35	40	45	50	60
150				35	40	45	50	60
160				35	40	45	50	60
180				40	45	50	55	65
200				40	45	50	55	65

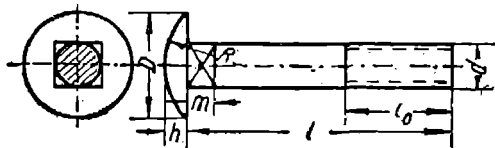
Примечания. 1. Профиль резьбы — по ОСТ 33-а и 33-б.

2. Материал — железо (сталь).
3. Допускаются, по особому соглашению, концы стержней болтов с заточкой: а) по сфере, б) по усеченному конусу (см. черт., размеры l , l_0 и c по таблице).
4. Пример обозначения болта черного с полукруглой головкой и усом для дерева, с резьбой Витворта, диам. 3/4", длиной 110 мм:

Болт черн. полукр. дерев. 3/4" × 110
ОСТ 137



СССР Совет труда и обороны — Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 138
	БОЛТЫ ЧЕРНЫЕ с полукруглой головкой и квадратным подголовком — для дерева резьба метрич., диам. от 6 мм до 27 мм	
		МБИ (I. I. V.) : 621.88



d	6	8	10	12	16	20	24	27
D	15	20	25	30	40	45	55	60
h	3	4	5	6	8	10	12	13
$R \sim$	11	14,5	18	22	29	30,5	38	41
m	5	6	8	10	12	15	17	20
$c \sim$	0,8	1	1,3	1,6	2,1	2,6	3	3,5
Длина болта l	Длина нарезанной части стержня болта включая сбеги резьбы l_0							
25	15							
30	15	20						
35	15	20						
40	20	20	25	30	25			
45	20	20	35	30	30			
50	20	20	25	30	35			
55	20	20	25	30	35	40		
60	20	20	25	30	35	40		
70	25	25	30	35	40	45	50	
80		25	30	35	40	45	50	55
90		25	30	35	40	45	50	55
100		25	30	35	40	45	50	55
110			30	35	40	45	50	60
120			30	35	40	45	50	60
130			30	35	40	45	50	60
140			30	35	40	45	50	60
150				35	40	45	50	60
160				35	40	45	50	60
180				40	45	50	55	65
200				40	45	50	55	65

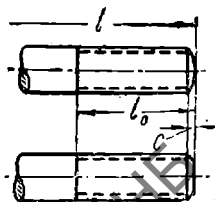
Примечания. 1. Профиль резьбы — по ОСТ 32.

2. Материал — железо (сталь).

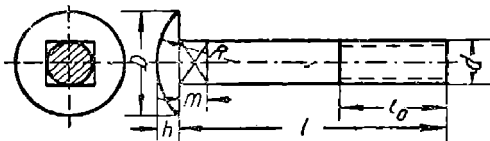
3. Допускаются по особому соглашению концы стержней болтов с заточкой: а) по сфере, б) по усеченному конусу (см. черт., размеры l , l_0 и c по таблице).

4. Пример обозначения болта черного с полукруглой головкой и квадратным подголовком — для дерева, с метрической резьбой, диам. 20 мм, длиной 110 мм:

Болт черн. полукр. с подгол. дерев-
М 20×110 ОСТ 138



СССР Совет труда и обороны — Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 139
	БОЛТЫ ЧЕРНЫЕ с полукруглой головкой и квадратным подголовком — для дерева, резьба Витворта, диам. от 1/4" до 1"	МБИ (I. I. V.) : 621.88



d (дюймы)	1/4	5/16	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8	1
ММ								
D	15	20	25	30	40	45	55	60
h	3	4	5	6	8	10	12	13
R ~	11	14,5	18	22	29	30,5	38	41
m	5	6	8	10	12	15	17	20
c ~	0,9	1	1,2	1,8	2,1	2,5	3	3,5
Длина болта l	Длина нарезанной части стержня болта, включая сбеги резьбы l ₀							
25	15							
30	15	20						
35	15	20						
40	20	20	25	30	25			
45	20	20	25	30	30			
50	20	20	25	30	35			
55	20	20	25	30	35	40		
60	20	20	25	30	35	40		
70	25	25	30	35	40	45	50	
80		25	30	35	40	45	50	55
90		25	30	35	40	45	50	55
100		25	30	35	40	45	50	55
110			30	35	40	45	50	60
120			25	35	40	45	50	60
130			25	35	40	45	50	60
140			25	35	40	45	50	60
150				35	40	45	50	60
160				35	40	45	50	60
180				40	45	50	55	65
200				40	45	50	55	65

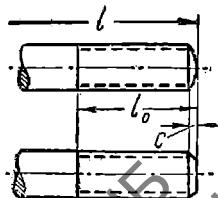
Примечания. 1. Профиль резьбы — по ОСТ 33-а и 33-б.

2. Материал — железо (сталь).

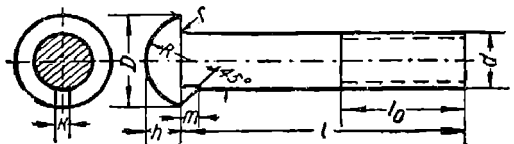
3. Допускаются, по согласию, концы стержней болтов с заточкой: а) по сфере, б) по усеченному конусу (см. черт., размеры l , l_0 и c по таблице)

4. Пример обозначения болта черного с полукруглой головкой и квадратным подголовком — для дерева, с резьбой Витворта диам. 3/4" длиной 110 мм:

Болт черн. полукр. подгол. дерев.
3/4" × 110 ОСТ 139

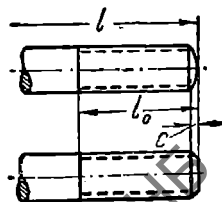


СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 140
	БОЛТЫ ЧЕРНЫЕ с полукруглой головкой и усом — для металла, резьба метрич., диам. от 6 мм до 27 мм	МБИ (I. I. В.): 621.88



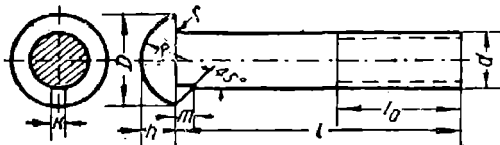
	мм							
<i>d</i>	6	8	10	12	16	20	24	27
<i>D</i>	11	14,5	17	21	27	34	39	44
<i>h</i>	3,6	4,8	6	8	10	12	14	16
<i>R</i>	6	8	9	11	14	18	20,5	23
<i>m</i>	2,5	3	3,5	4	5	6	6	7
<i>k</i>	2,5	2,5	3,5	3,5	4,5	4,5	6	6
<i>c</i>	0,8	1	1,3	1,6	2,1	2,6	3	3,5
<i>r</i>	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	1	1,5
Дл на болта <i>l</i>	Длина нарезанной части стержня болта, включая сбеги резьбы <i>l</i> ₀							
25	15							
30	15	20						
35	15	20						
40	15	20	25					
45	15	20	25	30				
50	15	20	25	30	35			
55		20	25	30	35			
60		20	25	30	35	40		
65			25	30	35	40	50	
70			25	30	35	40	50	
75			25	30	35	40	50	50
80			25	30	35	40	50	50
90				35	40	45	55	55
100				35	40	45	55	55
110				35	40	45	55	55
120				35	40	45	55	55
130					40	45	55	55
140					40	45	55	55
150					40	45	55	55
160					40	45	55	55
180					45	50	60	60
200					45	50	60	60

- Примечания. 1. Профиль резьбы — по ОСТ 32.
2. Ма ериал — железо (сталь).
3. Допускаются, по особому соглашению, концы стержней болтов с заточкой: а) по сфере, б) по усеченному конусу (см. черт., размеры *l*, *l*₀ и *c* по таблице).
4. Пример обозначения болта черного с полукруглой головкой и усом — для металла, с метрической резьбой диам. 20 мм, длиной 110 мм.
Болт черн. полукр. металл. М 20 × 110 ОСТ 140.



Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 23 декабря 1927 года, как рекомендуемый.

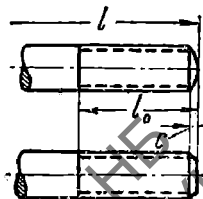
СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 141
	БОЛТЫ ЧЕРНЫЕ с полукруглой головкой и усом — для металла резьба Витворта, диам. от 1/4" до 1"	МБИ (I. I. V.) : 621.88



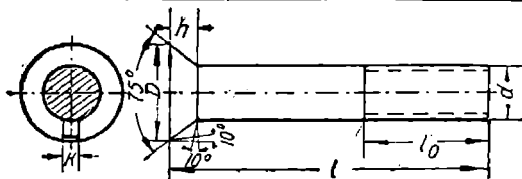
d (дюймы)	1/4	5/16	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8	1
	мм							
D	11	14,5	17	21	27	34	39	44
h	3,6	4,8	6	8	10	12	14	16
R	6	8	9	11	14	18	20,5	23
m	2,5	3	3,5	4	5	6	6	7
k	2,5	2,5	3,5	3,5	4,5	4,5	6	6
c ~	0,9	1	1,2	1,8	2,1	2,5	3	3,5
r ≤	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	1
Длина болта l	Длина нарезанной части стержня болта, включая сбег резьбы l ₀							
25	15							
30	15	20						
35	15	20						
40	15	20	25					
45	15	20	25	30				
50	15	20	25	30	35			
55		20	25	30	35			
60		20	25	30	35	40		
65			25	30	35	40	50	
70			25	30	35	40	50	
75			25	30	35	40	50	50
80			25	30	35	40	50	50
90				35	40	45	55	55
100				35	40	45	55	55
110				35	40	45	55	55
120				35	40	45	55	55
130					40	45	55	55
140					40	45	55	55
150					40	45	55	55
160					40	45	55	55
180					45	50	60	60
200					45	50	60	60

- Примечания. 1. Профиль резьбы — по ОСТ 33а и 33-б.
 2. Материал — железо (сталь).
 3. Допускаются, по особому соглашению, концы стержней болтов с заточкой: а) по сфере, б) по усеченному конусу (см. черт., размеры l, l₀ и c по таблице).
 4. Пример обозначения болта черного с полукруглой головкой и усом — для металла с резьбой Витворта диам. 3/4", длиной 110 мм:

Болт черн. полукр. металл. 3/4" × 110
 ОСТ 141.



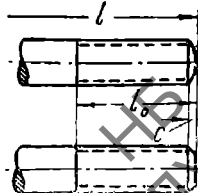
СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 142
	БОЛТЫ ЧЕРНЫЕ с потайной головкой и усом — для металла, резьба, метрич., диам. от 6 мм до 27 мм	МБИ (I.I.B): 621.88



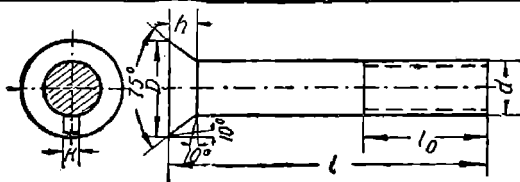
мм

<i>d</i>	6	8	10	12	16	20	24	27
<i>D</i>	10,5	14	17,5	21	28	35	42	48
<i>h</i>	3	4	5	6	8	10	12	14
<i>k</i>	2,5	2,5	3,5	3,5	4,5	4,5	6	6
<i>c</i> ~	0,8	1	1,3	1,6	2,1	2,6	3	3,5
Длина болта <i>l</i>	Длина нарезанной части стержня болта, включая сбег резьбы <i>l</i> ₀							
25	15							
30	15	20						
35	15	20						
40	15	20	25					
45	15	20	25	30				
50	15	20	25	30	35			
55		20	25	30	35			
60		20	25	30	35	40		
65			25	30	35	40	50	
70			25	30	35	40	50	
75			25	30	35	40	50	50
80			25	30	35	40	50	50
90				35	40	45	55	55
100				35	40	45	55	55
110				35	40	45	55	55
120				35	40	45	55	55
130					40	45	55	55
140					40	45	55	55
150					40	45	55	55
160					40	45	55	55
180					45	50	60	60
200					45	50	60	60

- Примечания.
1. Профиль резьбы — по ОСТ 32.
 2. Материал — железо (сталь).
 3. Допускаются по особому соглашению концы стержней болтов с заточкой: а) по сфере, б) по усеченному конусу (см. черт., размеры *l*, *l*₀ и *c* по таблице).
 4. Пример обозначения болта черного с потайной головкой и усом — для металла, с метрической резьбой, диам. 20 мм длиной 110 мм
Болт черн. потайн. металл. М 20 × 110 ОСТ 142.



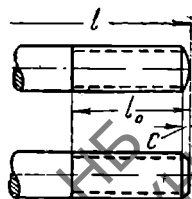
СССР Совет труда и обороны — Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 143
	БОЛТЫ ЧЕРНЫЕ с потайной головкой и усом — для металла, резьба Витворта, диам. от 1/4" до 1"	МБИ (Л.В.): 621.88



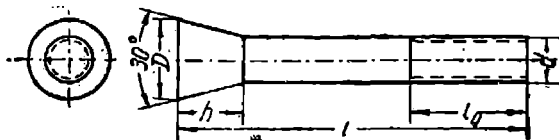
<i>d</i> (дюймы)	1/4	5/16	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8	1
	мм							
<i>D</i>	10,5	14	17,5	21	28	35	42	45
<i>h</i>	3	4	5	6	8	10	12	14
<i>k</i>	2,5	2,5	3,5	3,5	4,5	4,5	6	6
<i>c</i>	0,9	1	1,2	1,8	2,1	2,5	3	3,5
Длина болта <i>l</i>	Длина нарезанной части стержня болта, включая сбеги резьбы <i>l</i> ₀							
25	15							
30	15	20						
35	15	20						
40	15	20	25					
45	15	20	25	30				
50	15	20	25	30	35			
55		20	25	30	35			
60		20	25	30	35	40		
65			25	30	35	40	50	
70			25	30	35	40	50	
75			25	30	35	40	50	50
80			25	30	35	40	50	50
90				35	40	45	55	55
100				35	40	45	55	55
110				35	40	45	55	55
120				35	40	45	55	55
130					40	45	55	55
140					40	45	55	55
150					40	45	55	55
160					40	45	55	55
180					45	50	60	60
200					45	50	60	60

- Примечания.**
1. Профиль резьбы — по ОСТ 33-а и 33-б.
 2. Материал — железо (сталь).
 3. Допускаются, по особому соглашению, концы стержней болтов с заточкой: а) по сфере, б) по усеченному конусу (см. черт., размеры l , l_0 и c по таблице).
 4. Пример обозначения болта черного с потайной головкой и усом — для металла с резьбой Витворта диам. 3/4", длинной 110 мм.

Болт черн. потайн. металл, 3/4" × 110 ОСТ 143.



СССР Совет труда и обороны — Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 2068
	БОЛТЫ ШИННЫЕ с резьбой Витворта, диам. от $\frac{1}{4}''$ до $\frac{5}{8}''$ Размеры	МБИ (I. I. V.) : 621.995
		Металл



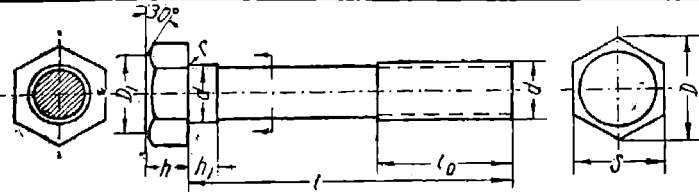
Пример обозначения болта диам. $\frac{1}{2}''$, длиной 110 мм:
БОЛГ ШИННЫЙ $\frac{1}{2}'' \times 110$ ОСТ 2068

d	$\frac{1}{4}''$	$\frac{5}{16}''$	$\frac{3}{8}''$	$\frac{1}{2}''$	$\frac{5}{8}''$
	мм				
D	11	14	17	21	28
$h \approx$	8.7	11.3	13.9	15.5	22.6
Длина болта l	Длина парезанной части стержня болта, включая сбеги резьбы, l_0				
40	20				
45	20	20			
50	20	20	25		
55	20	20	25		
60	20	20	25	30	
70	25	25	30	35	
80		25	30	35	35
90		25	30	35	40
100		25	30	35	40
110			30	35	40
120			30	35	40
130			30	35	40
140			30	35	40
150			30	35	40

1. Материал — железо (сталь).
2. Резьба по ОСТ 33-а или по ОСТ 33-б.
3. Допускается по особому соглашению заточка конца стержня болта по усеченному конусу или по сфере согласно ОСТ 1713.
4. Сбег резьбы по ОСТ 1714 З.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны
5 августа 1930 г. как обязательный с 1 апреля 1931 г.

СССР Всесоюзный комитет по стандартизации при Госплане	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ БОЛТЫ ЧЕРНЫЕ с шестигранной уменьшенной головкой, с накатанной метрической резьбой, диам. от 6 мм до 36 мм	ГОСТ 3301 Металл
---	---	---------------------



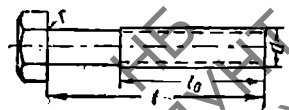
Если стандартом изделия не установлено обязательное применение болтов с метрической резьбой, то поставка последних производится только по согласию сторон.

$D_1 \approx 0,95 S$ Пример обозначения болта диам. 20 мм, длиной 110 мм:
БОЛТ М 20 × 110 ГОСТ 3301
 мм

<i>d</i>	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36
<i>S</i>	10	12	14	17	19	22	27	27	32	32	36	41	50
<i>S</i> наиб.	10	12	14	17	19	22	27	27	32	32	36	41	50
<i>S</i> наим.	9,6	11,6	13,5	16,5	18,5	21,4	26,4	26,4	31,4	31,4	35,2	40,2	49,2
<i>h</i>	5	6	7	9	10	12	14	14	16	16	18	20	24
<i>h</i> ₁	3	4	5	5	7	8	8	10	10	12	14	16	18
<i>D</i> ≈	11,5	13,8	16,2	19,6	21,9	25,4	31,2	31,2	36,9	36,9	41,6	47,3	57,7
<i>r</i> ≈	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	1	1	1	1,5	1,5	1,5

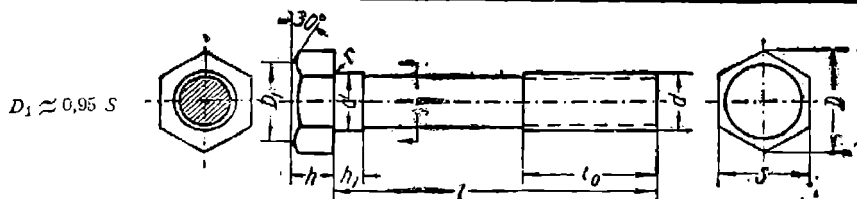
Длина болта <i>l</i>	Длина нарезанной части стержня болта, включая сбег резьбы, <i>l</i> ₀												
15	12	15	15										
20	15	18	18										
25	20	20	22	22	22	22							
30	20	20	25	25	25	25	25	25					
35	20	20	25	30	30	30	30	30	30				
40	20	20	25	30	30	30	35	35	35				
45	20	20	25	30	30	30	35	35	40				
50	20	20	25	30	30	30	35	35	40	45			
55	20	20	25	30	30	30	35	35	40	45	50		
60	20	20	25	30	30	30	35	35	40	45	50		
65	20	20	25	30	30	30	35	35	40	45	50	50	55
70	20	20	25	30	30	30	35	35	40	45	50	50	55
75		20	25	30	30	30	35	35	40	45	50	50	55
80		20	25	30	30	30	35	35	40	45	50	50	55
90			30	35	35	40	40	45	50	55	55	60	75
100			30	35	35	40	40	45	50	55	55	60	75
110			30	35	35	40	40	45	50	55	55	60	75
120			30	35	35	40	40	45	50	55	55	60	75
130			30	35	35	40	40	45	50	55	55	60	75
140			30	35	35	40	40	45	50	55	55	60	75
150			30	35	35	40	40	45	50	55	55	60	75
160			30	35	35	40	40	45	50	55	55	60	75
180			35	45	45	45	45	50	55	60	60	70	85
200			35	45	45	45	45	50	55	60	60	70	85
220				45	45	45	45	50	55	60	60	70	85
240				45	45	45	45	50	55	60	60	70	85
260				45	45	45	45	50	55	60	60	70	85
280													85
300													85

1. Материал — железо (сталь).
2. Резьба по ГОСТ 32, получаемая накаткой без специальной подготовки стержня на участке под резьбу.
3. Болты, для которых значения *l*₀ расположены в таблице над ломаной линией, могут выполняться без подголовка (черт. А).
4. Переход от стержня к подголовку не нормируется.
5. Допускается, по особому соглашению, заточка конца стержня по усеченному конусу или по сфере с размерами согласно ГОСТ 1713.



Черт. А

СССР Всесоюзный комитет по стандартизации при Госплане	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 3302
	БОЛТЫ ЧЕРНЫЕ с шестигранной уменьшенной го- ловкой, с накатанной резьбой Витворта, диам. от 1/4" до 1 1/8"	
		Металл



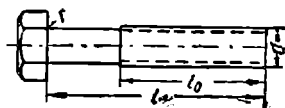
Пример обозначения болта диам. 3/4", длиной 110 мм:
БОЛТ 3/4" X 110 ОСТ 3302

d (дюймы)	1/4	5/16	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8	1	1 1/8	1 1/4	1 1/2
	мм										
S	10	12	14	19	22	27	32	36	41	46	55
S наиб.	10	12	14	19	22	27	32	36	41	46	55
S наим.	9,6	11,6	13,5	18,5	21,4	26,4	31,4	35,2	40,2	45,2	54
h	5	6	7	9	12	14	16	18	20	22	26
h1	3	4	5	5	8	10	10	12	14	16	18
D ≈	11,5	13,8	16,2	21,9	25,4	31,2	36,9	41,6	47,3	53,1	63,5
r ≤	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	1	1	1,5	1,5
Длина болта l	Длина нарезанной части стержня болта, включая сберг резьбы, l0										
15	12	15	15								
20	15	18	18								
25	20	20	22	22	22						
30	20	20	25	25	25	25					
35	20	20	25	30	30	30					
40	20	20	25	30	35	35					
45	20	20	25	30	35	40					
50	20	20	25	30	35	40	45				
55	20	20	25	30	35	40	45				
60	20	20	25	30	35	40	45	50			
65	20	20	25	30	35	40	45	50	55	55	
70	20	20	25	30	35	40	45	50	55	55	
75		20	25	30	35	40	45	50	55	55	
80		20	25	30	35	40	45	50	55	55	75
90			30	35	40	45	50	55	60	60	75
100			30	35	40	45	50	55	60	60	75
110			30	35	40	45	50	55	60	6	75
120			30	35	40	45	50	55	60	60	75
130			30	35	40	45	50	55	60	60	75
140			30	35	40	45	50	55	50	60	75
150			30	35	40	45	50	55	60	60	75
160			30	35	40	45	50	55	60	60	75
180			35	45	45	50	55	60	70	70	85
200			35	45	45	50	55	60	70	70	85
220				45	45	50	55	60	70	70	85
240				45	45	50	55	60	70	70	85
260				45	45	50	55	60	70	70	85
280											85
300											85

1. Материал — железо (сталь).

Резьба по ОСТ 33-а или по ОСТ 33-б, получаемая накаткой без специальной подготовки стержня на участке под резьбу.

3. Болты, для которых значения l_0 расположены в таблице над ломаной линией, могут выполняться без подголовка (черт. А).



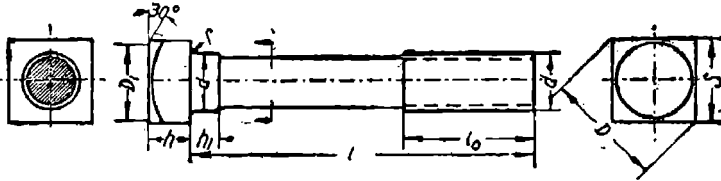
Черт. А

4. Переход от стержня к подголовку не нормируется.

5. Допускается, по особому соглашению, заточка конца стержня по усеченному конусу или по сфере с размерами согласно ОСТ 1713.

Утвержден Всесоюзным комитетом по стандартизации при Госплане СССР 5 июля 1931 г. как обязательный с 1 октября 1931 г.

СССР Всесоюзный комитет по стандартизации при Госплане	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 3303
	БОЛТЫ ЧЕРНЫЕ с квадратной уменьшенной головкой, с пакатанной метрической резьбой, диам. от 6 мм до 36 мм	Металл



Если стандартом изделия не установлено обязательное применение болтов с метрической резьбой, то поставка последних производится только по соглашению сторон.

$D \approx 0,95S$

Пример обозначения болта диам. 20 мм, длиной 110 мм:

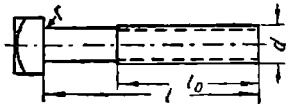
БОЛТ М 20 × 110 ОСТ 3303

мм

d	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36
S	10	12	14	17	19	22	27	27	32	32	36	41	50
S наиб.	10	12	14	17	19	22	27	27	32	32	36	41	50
S наим.	9,6	11,6	13,5	16,5	18,5	21,4	26,4	26,4	31,4	31,4	35,2	40,2	49,2
h	5	6	7	9	10	12	14	14	16	16	18	20	24
h ₁	3	4	5	5	7	8	8	10	10	12	14	16	18
D ≈	14,1	17	19,8	24,1	26,9	31,2	38,2	38,2	45,4	45,4	51	58	71
r ≤	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	1	1	1	1,5	1,5	1,5

Длина болта l	Длина нарезанной части стержня болта, включая сбеги резьбы, l ₀												
	12	18	18										
15													
20	15												
25	20	20	22	22	22								
30	20	20	25	25	25								
35	20	20	25	30	30								
40	20	20	25	30	30	35	35						
45	20	20	25	30	30	35	35	40					
50	20	20	25	30	30	35	35	40	45				
55	20	20	25	30	30	35	35	40	45	50			
60	20	20	25	30	30	35	35	40	45	50	50		
65		20	25	30	30	35	35	40	45	50	50	55	
70		20	25	30	30	35	35	40	45	50	50	55	
75		20	25	30	30	35	35	40	45	50	50	55	
80		20	25	30	30	35	35	40	45	50	50	55	75
90			30	35	35	40	40	45	50	55	55	60	75
100			30	35	35	40	40	45	50	55	55	60	75
110			30	35	35	40	40	45	50	55	55	60	75
120			30	35	35	40	40	45	50	55	55	60	75
130			30	35	35	40	40	45	50	55	55	60	75
140			30	35	35	40	40	45	50	55	55	60	75
150				35	35	40	40	45	50	55	55	60	75
160				35	35	40	40	45	50	55	55	60	75
180				45	45	45	45	50	55	60	60	70	85
200				45	45	45	45	50	55	60	60	70	85
220				45	45	45	45	50	55	60	60	70	85
240									55	60	60	70	85
260									55*				85
280									55*				85
300									55*				85

- Отмеченных звездочкой болтов по возможности не применять.
- Материал — железо (сталь).
- Резьба по ОСТ 32, получаемая накаткой без специальной подготовки стержня на участке под резьбу.
- Болты, для которых значения l₀ расположены в таблице над ломаной линией, могут выполняться без подголовка (черт. А).



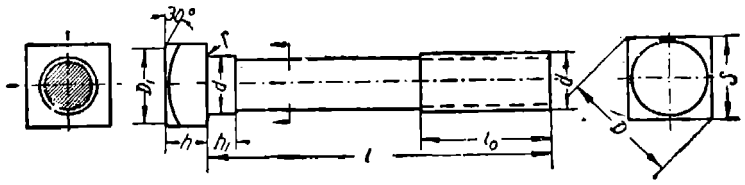
Черт. А.

- Переход от стержня к подголовку не нормируется.
- Допускается по особому соглашению заточка конца стержня по усеченному конусу или по сфере с размерами согласно ОСТ 1713.

Утвержден Всесоюзным комитетом по стандартизации при Госплане СССР 5 июля 1931 г. как обязательный с 1 октября 1931 г.

НБ
УДКУНТ
(ДНТ)

СССР	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 3304
Всесоюзный комитет по стандартизации при Госплане	БОЛТЫ ЧЕРНЫЕ с квадратной уменьшенной головкой, с накатанной резьбой Вит- ворта, диам. от 1/4" до 1 1/2"	
		Металл

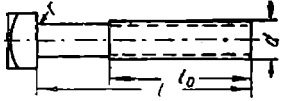


$D_1 \approx 0,95 S$

Пример обозначения болта диам. 3/4", длиной 110 мм: БОЛТ 3/4" X 110 ОСТ 3304

d (дюймы)	1/4	5/16	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8	1	1 1/8	1 1/4	1 1/2
мм											
S	10	12	14	19	22	27	32	36	41	46	55
S наиб.	10	12	14	19	22	27	32	36	41	46	55
S наим.	9,6	11,6	13,5	18,5	21,4	26,4	31,4	35,2	40,2	45,2	54
h	5	6	7	9	12	14	16	18	20	22	26
h1	3	4	5	5	8	10	10	12	14	16	18
D ≈	14,1	17	19,8	26,9	31,2	38,2	45,4	51	58	65,1	78
r ≤	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	1	1	1,5	1,5
Длина болта l	Длина нарезанной части стержня болта, включая сбеги резьбы l0										
15	12										
20	15	18									
25	20	27	22	22							
30	20	20	25	25							
35	20	20	25	30							
40	20	20	25	30	35						
45	20	20	25	30	35	40					
50	20	20	25	30	35	40	45				
55	20	20	25	30	35	40	45				
60	20	20	25	30	35	40	45	50			
65		20	25	30	35	40	45	50	55	55	
70		20	25	30	35	40	45	50	55	55	
75		20	25	30	35	40	45	50	55	55	
80		20	25	30	35	40	45	50	55	55	75
90			30	35	40	45	50	55	60	60	75
100			30	35	40	45	50	55	60	60	75
110			30	35	40	45	50	55	60	60	75
120			30	35	40	45	50	55	60	60	75
130			30	35	40	45	50	55	60	60	75
140			30	35	40	45	50	55	60	60	75
150				35	40	45	50	55	60	60	75
160				35	40	45	50	55	60	60	75
180				45	45	50	55	60	70	70	85
200				45	45	50	55	60	70	70	85
220				45	45	50	55	60	70	70	85
240							55*	60	70	70	85
260							55*				85
280							55*				85
300							55*				85

- Отмеченных звездочкой болтов по возможности не применять.
- Материал—железо (сталь).
- Резьба по ОСТ 33-а или по ОСТ 33-б, получаемая накаткой без специальной подготовки стержня на участке под резьбу.
- Болты, для которых значения l0 расположены в таблице над ломаной линией, могут выполняться без подготовки (черт. А).



Черт. А.

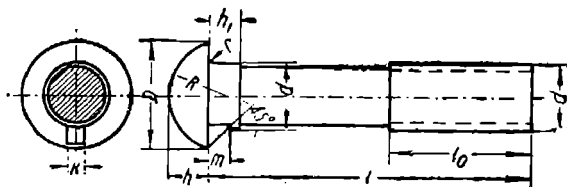
- Переход от стержня к подголовку не нормируется.
- Допускается по особому соглашению заточка стержня по усеченному конусу или по сфере с размерами согласно ОСТ 1713.

Утвержден Всесоюзным комитетом по стандартизации при Госплане СССР 5 июля 1931 г. как обязательный с 1 октября 1931 г.

УДК 621.772.1
(ДНТ)

СССР Всесоюзный комитет по стандартизации при Госплане	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 3305
	БОЛТЫ ЧЕРНЫЕ с полукруглой головкой и усом— для металла, с накатанной метриче- ской резьбой, диам. от 6 мм до 27 мм	
	Металл	

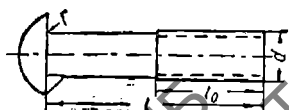
Если стандартом изделия не установлено обязательное применение болтов с метрической резьбой, то поставка последних производится только по соглашению сторон



Пример обозначения болта диам. 20 мм, длиной 110 мм **БОЛТ М 20 × 110 ОСТ 3305**
мм

<i>d</i>	6	8	10	12	(14)	16	20	24	27
<i>D</i>	11	14,5	17	21	25	27	34	39	44
<i>h</i>	3,6	4,8	6	8	10	10	12	14	16
<i>R</i> ≈	6	8	9	11	12	14	18	20,5	23
<i>m</i>	2,5	3	3,5	4	5	5	6	6	7
<i>k</i>	2,5	2,5	3,5	3,5	4,5	4,5	4,5	6	6
<i>h</i> ₁	3	4	5	5	7	8	10	12	14
<i>r</i> ≤	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	1	1,5
Длина болта <i>l</i>	Длина нарезанной части стержня болта, включая сбеги резьбы, <i>l</i> ₀								
25	20	20							
30	20	20	25						
35	20	20	25	25	30				
40	20	20	25	30	30				
45	20	20	25	30	30				
50	20	20	25	30	30	35			
55		20	25	30	30	35			
60		20	25	30	30	35	40		
65		20	25	30	30	35	40	45	
70			25	30	30	35	40	45	
75			25	30	30	35	40	45	50
80			25	30	30	35	40	45	50
90			30	35	35	40	45	50	55
100			30	35	35	40	45	50	55
110			30	35	35	40	45	50	55
120			30	35	35	40	45	50	55
130			30	35	35	40	45	50	55
140			30	35	35	40	45	50	55
150			30	35	35	40	45	50	55
160					35	40	45	50	55
180					45	45	50	55	60
200					45	45	50	55	60

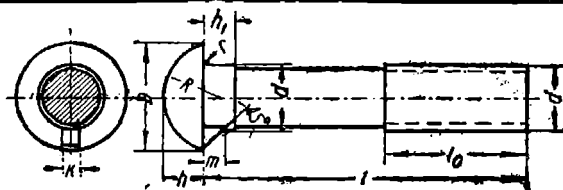
1. Болтов диам. 14 мм по возможности не применять.
2. Материал — железо (сталь).
3. Резьба по ОСТ 32, получаемая накаткой без специальной подготовки стержня на участке под резьбу.
4. Болты, для которых значения *l*₀ расположены в таблице над ломаной линией, могут выполняться без подголовка (черт. А).
5. Переход от стержня к подголовку не нормируется.
6. Допускается по особому соглашению затычка конца стержня по усеченному конусу или по сфере с размерами согласно ОСТ 1713.



Черт. А

Утвержден Всесоюзным комитетом по стандартизации при Госплане СССР 5 июля 1931 г. как обязательный с 1 октября 1931 г.

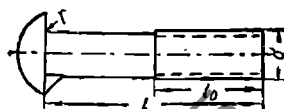
СССР Всесоюзный комитет по стандартизации при Госплане	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 3306
	БОЛТЫ ЧЕРНЫЕ с полукруглой головкой и усом — для металла, с накатанной резьбой Витворта, диам. от $\frac{1}{4}''$ до $1''$	Металл



Пример обозначения болта диам. $\frac{3}{4}''$, длиной 110 мм:
БОЛТ $\frac{3}{4}'' \times 110$ ОСТ 3306

d (дюймы)	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1
	мм							
D	11	14,5	17	21	27	34	39	44
h	3,6	4,8	6	8	10	12	14	16
R ≈	6	8	9	11	14	18	20,5	23
m	2,5	3	3,5	4	5	6	6	7
k	2,5	2,5	3,5	3,5	4,5	4,5	6	6
h ₁	3	4	5	5	8	10	10	12
r ≤	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	1
Длина болта l	Длина нарезанной части стержня болта, включая сбеги резьбы, l ₀							
25	20	20						
30	20	20	25					
35	20	20	25	25				
40	20	20	25	30				
45	20	20	25	30				
50	20	20	25	30	35			
55		20	25	30	35			
60		20	25	30	35	40		
65		20	25	30	35	40	45	
70			25	30	35	40	45	
75			25	30	35	40	45	50
80			25	30	35	40	45	50
90			30	35	40	45	50	55
100			30	35	40	45	50	55
110			30	35	40	45	50	55
120			30	35	40	45	50	55
130			30	35	40	45	50	55
140			30	35	40	45	50	55
150			30	35	40	45	50	55
160					40	45	50	55
180					45	50	55	60
200					45	50	55	60

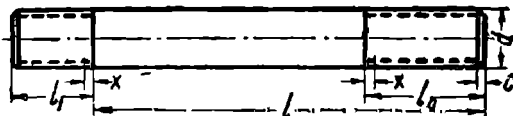
1. Материал — железо (сталь).
2. Резьба по ОСТ 33-а или по ОСТ-33-б, получаемая накаткой без специальной подготовки стержня на участке под резьбу.
3. Болты, для которых значения l_0 расположены в таблице над ломаной линией, могут выполняться без подголовка (черт. А).
4. Переход от стержня к подголовку не нормируется.
5. Допускается по особому соглашению заточка конца стержня по усеченному конусу или по сфере с размерами согласно ОСТ 1713.



Черт. А

Утвержден Всесоюзным комитетом по стандартизации при Госплане СССР 5 июля 1931 г. как обязательный с 1 октября 1931 г.

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1728
	ШПИЛЬКИ под гайку обыкновенную, с про- плитовой или корончатую, резь- ба метрическая, диам. от 6 мм до 48 мм Глубина завинчивания $\approx 1,35 d$	МБИ (И.В.): 621.995
		Металл



Пример обозначения шпильки диам. 20 мм, длиной 100 мм:

ШПИЛЬКА М 20 × 100 ОСТ 1728

мм

<i>d</i>	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
<i>c</i>	1	1,2	1,5	1,8	2	2	2,5	2,5	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6
<i>l₁</i>	10	12	15	18	20	22	25	28	30	35	38	42	50	58	65

1. Размеров, поставленных в скобки, по возможности не применять.
2. Материал — железо (сталь).
3. Стандарт распространяется на шпильки чистые (точеные и из чистотянутого материала) и черные (из проката).
4. Резьба по ОСТ 32
5. Сбег резьбы по ОСТ 1714/1.
6. В пределах сбega резьбы под гайку допускается, по особому соглашению, проточка по ОСТ 1714/1.
7. Конец шпильки под гайку по ОСТ 1713.
8. Допускаются, по особому соглашению, сферические и цилиндрические концы стержней шпилек по ОСТ 1713 в той их части, которая идет под гайку.

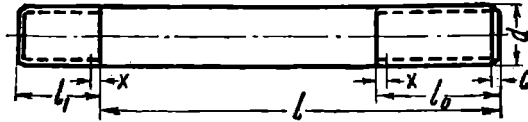
Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

мм

d	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
Длина l	Длина обрезанной части стержня, включая сбеги резьбы, l ₀														
16	15														
18	15	18													
20	15	18													
22	15	18	20												
25	15	18	20	25											
28	15	18	20	(28)	(28)										
30	15	18	20	28	30										
32	15	18	20	(28)	(30)	(32)									
35	15	18	20	28	30	32	35								
38	15	18	20	(28)	(30)	(32)	(35)	(38)							
40	15	18	20	28	30	32	35	38							
42	15	18	20	(28)	(30)	(32)	(35)	(38)	(42)						
45	15	18	20	28	30	32	35	38	42	45					
48	15	18	20	(28)	(30)	(32)	(35)	(38)	(42)	(45)					
50	15	18	20	28	30	32	35	38	42	45					
55	18	20	22	28	30	32	35	38	42	45	50				
60	18	20	22	28	30	32	35	38	42	45	50				
65		20	22	28	30	32	35	38	42	45	50	(60)			
70		20	22	28	30	32	35	38	42	45	50	50	65		
75		20	22	28	30	32	35	38	42	45	50	(60)	(65)		
80		20	22	28	30	32	35	38	42	45	50	60	65	75	
85			22	28	30	32	35	38	42	45	50	(60)	(65)	(75)	(80)
90			22	28	30	32	35	38	42	45	50	60	65	75	80
95			22	28	30	32	35	38	42	45	50	(60)	(65)	(75)	(80)
100			22	28	30	32	35	38	42	45	50	60	65	75	80
(105)			(22)	(28)	(30)	(32)	(35)	(38)	(42)	(45)	(50)	—	—	—	—
110			28	32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
(115)			(28)	(32)	(35)	(38)	(40)	(42)	(48)	(50)	(55)	—	—	—	—
120			28	32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
130				32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
140				32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
150				32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
160				32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
170				32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
180				32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
190						38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
200						38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
(210)												(60)	(65)	(75)	(80)
220												70	75	85	90
(230)												(70)	(75)	(85)	(90)
240												70	75	85	90
(250)													(75)	(85)	(90)
260													75	85	90
280													75	85	90
300													75	85	90

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1729
	ШПИЛЬКИ под гайку обыкновенную, с про- шпигтовкой или корончатую, резь- ба Витворта, диам. от $\frac{1}{4}''$ до $2''$ Глубина завинчивания $\approx 1,35 d$	МБИ (I.I.B.) : 621.995
		Металл



Пример обозначения шпильки диам. $\frac{3}{4}''$; длиной 100 мм:

ШПИЛЬКА $\frac{3}{4}'' \times 100$ ОСТ 1729

d (дюймы)	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2
мм													
c.	1	1,2	1,5	1,8	2	2,5	3	3,5	4	4	4,5	5	6
l_1	10	12	15	18	22	26	30	35	38	42	50	60	70

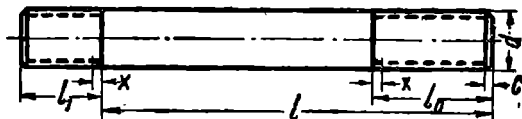
1. Размеров, поставленных в скобки, по возможности не применять.
1. Материалы — железо (сталь).
3. Стандарт распространяется на шпильки чистые (точеные и из чистотянутого материала) и черные (из проката).
4. Резьба по ОСТ 33-а или 33-б.
5. Сбег резьбы по ОСТ 1714/3.
6. В пределах сбega резьбы под гайку допускается, по особому соглашению, проточка по ОСТ 1714/3.
7. Конец шпильки под гайку по ОСТ 1713.
8. Допускаются, по особому соглашению, сферические и цилиндрические концы стержней шпилек по ОСТ 1713 в той их части, которая идет под гайку.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

<i>d</i> (дюймы)	1/4	5/16	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8	1	1 1/8	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2
Длина <i>l</i> (мм)	Длина нарезанной части стержня, включая сбеги резьбы. <i>l</i> ₀ (мм)												
16	15												
18	15	18											
20	15	18											
22	15	18	20										
25	15	18	20	25									
28	15	18	20	(28)									
30	15	18	20	28									
32	15	18	20	(28)	(32)								
35	15	18	20	28	32								
38	15	18	20	(28)	(32)	(38)							
40	15	18	20	28	32	38							
42	15	18	20	(28)	(32)	(38)	(42)						
45	15	18	20	28	32	38	42	45					
48	15	18	20	(28)	(32)	(38)	(42)	(45)					
50	15	18	20	28	32	38	42	45					
55	18	20	22	28	32	38	42	45	50				
60	18	20	22	28	32	38	42	45	50				
65		20	22	28	32	38	42	45	50	(60)			
70		20	22	28	32	38	42	45	50	60	70		
75		20	22	28	32	38	42	45	50	60	(70)		
80		20	22	28	32	38	42	45	50	60	70	80	
85			22	28	32	38	42	45	50	60	70	80	85
90			22	28	32	38	42	45	50	60	70	80	85
95			22	28	32	38	42	45	50	60	70	80	(85)
100			22	28	32	38	42	45	50	60	70	80	85
(105)			(22)	(28)	(32)	(38)	(42)	(45)	(50)	—	—	—	—
110			28	32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
(115)			(28)	(32)	(38)	(42)	(48)	(50)	(55)	—	—	—	—
120			28	32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
130				32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
140				32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
150				32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
160				32	38	42	49	50	55	60	70	80	85
170				32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
180				32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
190					38	42	48	50	55	60	70	80	85
200					38	42	48	50	55	60	70	80	85
(210)										(60)	(70)	(80)	(85)
220										70	80	90	95
(230)										(70)	(80)	(90)	(95)
240										70	80	90	95
(250)										(80)	(90)	(95)	
260										80	90	95	
280										80	90	95	
300										80	90	95	

НБ
УДУНТ
(ДНТ)

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1730
	Ш П И Л Ь К И под гайку обыкновенную, резьба метрическая, диам. от 6 мм до 48 мм Глубина завинчивания $\approx 1,35 d$	МБИ (I. I. В.): 621.995
		Металл



Пример обозначения шпильки диам. 20 мм, длиной 100 мм:

ШПИЛЬКА М 20 × 100 ОСТ 1730

мм

<i>d</i>	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
<i>c</i>	1	1,2	1,5	1,8	2	2	2,5	2,5	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6
<i>l₁</i>	10	12	15	18	20	22	25	28	30	35	38	42	50	58	65

1. Размеров, поставленных в скобки, по возможности не применять.
2. Материал — железо (сталь).
3. Стандарт распространяется на шпильки чистые (точеные и из чистотянутого материала) и черные (из проката).
4. Резьба по ОСТ 32.
5. Сбег резьбы по ОСТ 1714/1.
6. В пределах сбega резьбы под гайку допускается, по особому соглашению, проточка по ОСТ 1714/1.
7. Конец шпильки под гайку по ОСТ 1713.
8. Допускаются, по особому соглашению, сферические и цилиндрические концы стержней шпилек по ОСТ 1713 в той их части, которая идет под гайку.

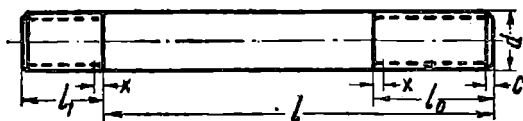
Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

мм

<i>d</i>	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
Длина <i>l</i>	Длина нарезанной части стержня, включая сбеги резьбы, <i>l</i> ₀														
16	12														
18	12	15													
20	12	15													
22	12	15	18												
25	12	15	18	22											
28	12	15	18	(22)	(25)										
30	12	15	18	22	25										
32	12	15	18	(22)	(25)	(28)									
35	12	15	18	22	25	28	30								
38	12	15	18	(22)	(25)	(28)	(30)	(32)							
40	12	15	18	22	25	28	30	32							
42	12	15	18	(22)	(25)	(28)	(30)	(32)	(32)						
45	12	15	18	22	25	28	30	32	32	38					
48	12	15	18	(22)	(25)	(28)	(30)	(32)	(32)	(38)					
50	12	15	18	22	25	28	30	32	32	38					
55	15	18	20	22	25	28	30	32	32	38	42				
60	15	18	20	22	25	28	30	32	32	38	42				
65		18	20	22	25	28	30	32	32	38	42	(50)			
70		18	20	22	25	28	30	32	32	38	42	50	55		
75		18	20	22	25	28	30	32	32	38	42	(50)	(55)		
80		18	20	22	25	28	30	32	32	38	42	50	55	65	
85			20	22	25	28	30	32	32	38	42	(50)	(55)	(65)	(70)
90			20	22	25	28	30	32	32	38	42	50	55	65	70
95			20	22	25	28	30	32	32	38	42	(50)	(55)	(65)	(70)
100			20	22	25	28	30	32	32	38	42	50	55	65	70
(105)			(20)	(22)	(25)	(28)	(30)	(32)	(32)	(38)	(42)	—	—	—	—
110			25	28	30	32	35	38	38	45	48	50	50	65	70
(115)			(25)	(28)	(30)	(32)	(35)	(38)	(38)	(45)	(48)	—	—	—	—
120			25	28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
130			28	30	32	35	38	38	38	45	48	50	55	65	70
140			28	30	32	35	38	38	38	45	48	50	55	65	70
150			28	30	32	35	38	38	38	45	48	50	55	65	70
160			28	30	32	35	38	38	38	45	48	50	55	65	70
170			28	30	32	35	38	38	38	45	48	50	55	65	70
180			28	30	32	35	38	38	38	45	48	50	55	65	70
190					32	35	38	38	38	45	48	50	55	65	70
200					32	35	38	38	38	45	48	50	55	65	70
(210)												(50)	(55)	(65)	(70)
220												60	65	75	80
(230)												(60)	(65)	(75)	(80)
240												60	65	75	80
(250)													(65)	(75)	(80)
260													65	75	80
280													65	75	80
300													65	75	80

НБ
УДУНТ
(ДУТ)

СССР Совет труда и обороны — Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1731
	Ш П И Л Ь К И под гайку обыкновенную, резьба Витворта, диам. от $\frac{1}{4}''$ до $2''$ Глубина завинчивания $\approx 1,35 d$	МВИ (I, В.) : 621.995
		Металл



Пример обозначения шпильки диам. $\frac{3}{4}''$, длиной 100 мм:

ШПИЛЬКА $\frac{3}{4}'' \times 100$ ОСТ 1731

d (дюймы)	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	3/4	1	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2		
мм													
c	1	1,2	1,5	1,8	2	2,5	3	3,5	4	4	4,5	5	6
l_1	10	12	15	18	22	26	30	35	38	42	50	60	70

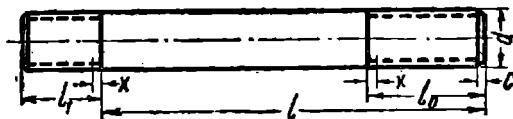
1. Размеров, поставленных в скобки, по возможности не применять.
2. Материал — железо (сталь).
3. Стандарт распространяется на шпильки чистые (точеные и из чистотянутого материала) и черные (из проката).
4. Резьба по ОСТ 33-а или 33-б.
5. Сбег резьбы по ОСТ 1714/3.
6. В пределах сбega резьбы под гайку допускается, по особому соглашению, проточка по ОСТ 1714/3.
7. Конец шпильки под гайку по ОСТ 1713.
8. Допускаются, по особому соглашению, сферические и цилиндрические концы стержней шпилек по ОСТ 1713 в той их части, которая идет под гайку.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

d (дюймы)	1/4	5/10	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8	1	1 1/8	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2
Длина l (мм)	Длина нарезанной части стержня, включая сбеги резьбы l ₀ (мм)												
16	12												
18	12	15											
20	12	15											
22	12	15	18										
25	12	15	18	22									
28	12	15	18	(22)									
30	12	15	18	22									
32	12	15	18	(22)	(28)								
35	12	15	18	22	28								
38	12	15	18	(22)	(28)	(32)							
40	12	15	18	22	28	32							
42	12	15	18	(22)	(28)	(32)	(35)						
45	12	15	18	22	28	32	35	38					
48	12	15	18	(22)	(28)	(32)	(35)	(38)					
50	12	15	18	22	28	32	35	38					
55	15	18	20	22	28	32	35	38	42				
60	15	18	20	22	28	32	35	38	42				
65		18	20	22	28	32	35	38	42	(50)			
70		18	20	22	28	32	35	38	42	50	60		
75		18	20	22	28	32	35	38	42	50	60		
80		18	20	22	28	32	35	38	42	50	60	70	
85			20	22	28	32	35	38	42	50	60	70	75
90			20	22	28	32	35	38	42	50	60	70	75
95			20	22	28	32	35	38	42	50	60	70	75
100			20	22	28	32	35	38	42	50	60	70	75
(105)			(20)	(22)	(28)	(32)	(35)	(38)	(42)	—	—	—	—
110			25	28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
(115)			(25)	(28)	(32)	(38)	(40)	(42)	(48)	—	—	—	—
120			25	28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
130				28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
140				28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
150				28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
160				28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
170				28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
180				28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
190					32	38	40	42	48	50	60	70	75
200					32	38	40	42	48	50	60	70	75
(210)										(50)	(60)	(70)	(75)
220										60	70	80	85
(230)										(60)	(70)	(80)	(85)
240										60	70	80	85
250											70	80	85
260											70	80	85
280											70	80	85
300											70	80	85

НБ
УДУНТ
(ДНТ)

СССР Совет труда и обороны — Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1732
	Ш П И Л Ь К И под гайку обыкновенную, с про- шлифовкой или корончатую, резьба метрическая, диам. от 10 мм до 48 мм Глубина зашлицивания $\approx 1 d$	МБИ (I. I. В.) : 621.995 Металл



Пример обозначения шпильки диам. 20 мм, длиной 100 мм:

ШПИЛЬКА М 20 × 100 ОСТ 1732

мм

<i>d</i>	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
<i>c</i>	1,5	1,8	2	2	2,5	2,5	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6
<i>l₁</i>	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48

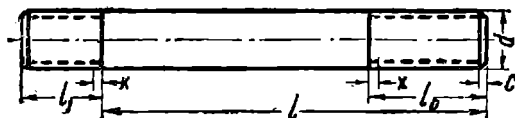
1. Размеров, поставленных в скобки, по возможности не применять.
2. Материал — железо (сталь).
3. Стандарт распространяется на шпильки чистые (точеные и из чистого материала) и черные (из проката).
4. Резьба по ОСТ 32.
5. Сбег резьбы по ОСТ 1714/1.
6. В пределах сбega резьбы под гайку допускается, по особому соглашению, проточка по ОСТ 1714/1.
7. Конец шпильки под гайку по ОСТ 1713.
8. Допускаются, по особому соглашению, сферические и цилиндрические концы стержней шпилек по ОСТ 1713 в той их части, которая идет под гайку.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

мм

<i>d</i>	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
Длина <i>l</i>	Длина нарезанной части стержня, включая сбеги резьбы, <i>l₀</i>												
22	20												
25	20	25											
28	20	(28)	(28)										
30	20	28	30										
32	20	(28)	(30)	(32)									
35	20	28	30	32	35								
38	20	(28)	(30)	(32)	(35)	(38)							
40	20	28	30	32	35	38							
42	20	(28)	(30)	(32)	(35)	(38)	(42)						
45	20	28	30	32	35	38	42	45					
48	20	(28)	(30)	(32)	(35)	(38)	(42)	(45)					
50	20	28	30	32	35	38	42	45					
55	22	28	30	32	35	38	42	45	50				
60	22	28	30	32	35	38	42	45	50				
65	22	28	30	32	35	38	42	45	50	(60)			
70	22	28	30	32	35	38	42	45	50	60	65		
75	22	28	30	32	35	38	42	45	50	(60)	(65)		
80	22	28	30	32	35	38	42	45	50	60	65	75	
85	22	28	30	32	35	38	42	45	50	(60)	(65)	(75)	(80)
90	22	28	30	32	35	38	42	45	50	60	65	75	80
95	22	28	30	32	35	38	42	45	50	(60)	(65)	(75)	(80)
100	22	28	30	32	35	38	42	45	50	60	65	75	80
(105)	(22)	(28)	(30)	(32)	(35)	(38)	(42)	(45)	(50)	—	—	—	—
110	28	32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
(115)	(28)	(32)	(35)	(38)	(40)	(42)	(48)	(50)	(55)	—	—	—	—
120	28	32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
130		32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
140		32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
150		32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
160		32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
170		32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
180		32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
190				38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
200				38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
(210)										(60)	(65)	(75)	(80)
220										70	75	85	90
(230)										(70)	(75)	(85)	(90)
240										70	75	85	90
(250)											(75)	(85)	(90)
260											75	85	90
280											75	85	90
300											75	85	90

СССР Совет труда и обороны — Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1733
	ШПИЛЬКИ под гайку обыкновенную, с прош- плитовкой или корончатую, резьба Витворта, диам. от $\frac{3}{8}$ " до 2" Глубина завинчивания $\approx 1d$	МБИ (I.I.V.):621.995
		Металл



Пример обозначения шпильки диам. $\frac{3}{4}$ ", длиной 100 мм:

ШПИЛЬКА $\frac{3}{4}$ " \times 100 ОСТ 1733

d (дюймы)	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2
мм											
c	1,5	1,8	2	2,5	3	3,5	4	4	4,5	5	6
l_1	10	13	16	20	22	25	28	32	38	44	50

1. Размеров, поставленных в скобки, по возможности не применять.
2. Материал — железо (сталь).
3. Стандарт распространяется на шпильки чистые (точеные и из чистотянутого материала) и черные (из проката).
4. Резьба по ОСТ 33-а и 33-б.
5. Сбег резьбы по ОСТ 1714/3.
6. В пределах сбega резьбы под гайку допускается, по особому соглашению, проточка по ОСТ 1714/3.
7. Конец шпильки под гайку по ОСТ 1713.
8. Допускаются, по особому соглашению, сферические и цилиндрические концы стержней шпилек по ОСТ 1713 в той их части, которая идет под гайку.

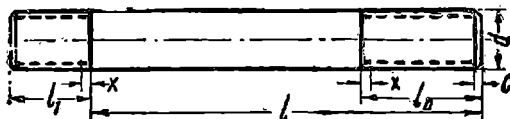
Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

мм

d (дюймы)	$\frac{5}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2
Длина l (мм)	Длина нарезанной части стержня, включая сбеги резьбы, l_0 (мм)										
22	20										
25	20	25									
28	20	(28)									
30	20	28									
32	20	(28)	(32)								
35	20	28	32								
38	20	(28)	(32)	(38)							
40	20	28	32	38							
42	20	(28)	(32)	(38)	(42)						
45	20	28	32	38	42	45					
48	20	(28)	(32)	(38)	(42)	(45)					
50	20	28	32	38	42	45					
55	22	28	32	38	42	45	50				
60	22	28	32	38	42	45	50				
65	22	28	32	38	42	45	50	(60)			
70	22	28	32	38	42	45	50	60	70		
75	22	28	32	38	42	45	50	60	(70)		
80	22	28	32	38	42	45	50	60	70	80	
85	22	28	32	38	42	45	50	60	70	80	85
90	22	28	32	38	42	45	50	60	70	80	85
95	22	28	32	38	42	45	50	60	70	80	(85)
100	22	28	32	38	42	45	50	60	70	80	85
(105)	(22)	(28)	(32)	(38)	(42)	(45)	(50)	—	—	—	—
110	28	32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
(115)	(28)	(32)	(38)	(42)	(48)	(50)	(55)	—	—	—	—
120	28	32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
130		32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
140		32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
150		32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
160		32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
170		32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
180		32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
190			38	42	48	50	55	60	70	80	85
200			38	42	48	50	55	60	70	80	85
(210)								(60)	(70)	(80)	(85)
220								70	80	90	95
(230)								(70)	(80)	(90)	(95)
240								70	80	90	95
(250)									(80)	(90)	(95)
260									80	90	95
270									80	90	95
300									80	90	95

НБ
УДУНТ
(ДНТ)

СССР Совет труда и обороны — Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1734
	ШПИЛЬКИ под гайку обыкновенную, резьба метрическая диам. от 10 мм до 48 мм Глубина завинчивания $\approx 1 d$	Металл



Пример обозначения шпильки диам. 20 мм, длиной 100 мм:

ШПИЛЬКА М 20 × 100 ОСТ 1734

мм

<i>d</i>	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
<i>c</i>	1,5	1,8	2	2	2,5	2,5	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6
<i>l₁</i>	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48

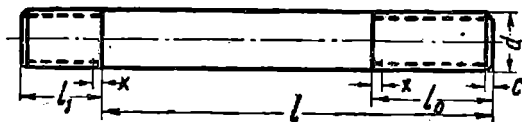
1. Размеров, поставленных в скобки, по возможности не применять.
2. Материал — железо (сталь).
3. Стандарт распространяется на шпильки чистые (точеные и из чистого тянутого материала) и черные (из проката).
4. Резьба по ОСТ 32.
5. Сбег резьбы по ОСТ 1714/1.
6. В пределах сбega резьбы под гайку допускается, по особому соглашению, проточка по ОСТ 1714/1.
7. Конец шпильки под гайку по ОСТ 1713.
8. Допускаются, по особому соглашению, сферические и цилиндрические концы стержней шпилек по ОСТ 1713 в той их части, которая идет под гайку.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

мм

d	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
Длина l	Длина нарезанной части стержня, включая сбеги резьбы, l_0												
22	18												
25	18	22											
28	18	(22)	(25)										
30	18	22	25										
32	18	(22)	(25)	(28)									
35	18	22	25	28	30								
38	18	(22)	(25)	(28)	(30)	(32)							
40	18	22	25	28	30	32							
42	18	(22)	(25)	(28)	(30)	(32)	(32)						
45	18	22	25	28	30	32	32	38					
48	18	(22)	(25)	(28)	(30)	(32)	(32)	(38)					
50	18	22	25	28	30	32	32	38					
55	20	22	25	28	30	32	32	38	42				
60	20	22	25	28	30	32	32	38	42				
65	20	22	25	28	30	32	32	38	42	(50)			
70	20	22	25	28	30	32	32	38	42	50	55		
75	20	22	25	28	30	32	32	38	42	(50)	(55)		
80	20	22	25	28	30	32	32	38	42	50	55	65	
85	20	22	25	28	30	32	32	38	42	(50)	(55)	(65)	(70)
90	20	22	25	28	30	32	32	38	42	50	55	65	70
95	20	22	25	28	30	32	32	38	42	(50)	(55)	(65)	(70)
100	20	22	25	28	30	32	32	38	42	50	55	65	70
(105)	(20)	(22)	(25)	(28)	(30)	(32)	(32)	(38)	(42)	—	—	—	—
110	25	28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
(115)	(25)	(28)	(30)	(32)	(35)	(38)	(38)	(45)	(48)	—	—	—	—
120	25	28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
130		28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
140		28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
150		28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
160		28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
170		28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
180		28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
190				32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
200				32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
(210)										(50)	(55)	(65)	(70)
220										60	65	75	80
(230)										(60)	(65)	(75)	(80)
240										60	65	75	80
(250)											(65)	(75)	(80)
260											65	75	80
280											65	75	80
300											65	75	80

СССР Совет труда и обороны — Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1735
	ШПИЛЬКИ под гайку обыкновенную, резьба Витворта, диам. от $\frac{3}{8}$ " до 2" Глубина завинчивания $\approx 1 d$	
	Металл	



Пример обозначения шпильки диам. $\frac{3}{4}$ " , длиной 100 мм:

ШПИЛЬКА $\frac{3}{4}$ " \times 100 ОСТ 1735

<i>d</i> (дюймы)	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2
	мм										
<i>c</i>	1,5	1,8	2	2,5	3	3,5	4	4	4,5	5	6
<i>l</i> ₁	10	13	16	20	22	25	28	32	38	44	50

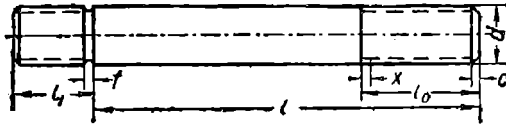
1. Размеров, поставленных в скобки, по возможности не применять.
2. Материал — железо (сталь).
3. Стандарт распространяется на шпильки чистые (точеные и из чистотянутого материала) и черные (из проката).
4. Резьба по ОСТ 33-а или 33-б.
5. Сбег резьбы по ОСТ 1714/3.
6. В пределах сбega резьбы под гайку допускается, по особому соглашению, проточка по ОСТ 1714/3.
7. Конец шпильки под гайку по ОСТ 1713.
8. Допускаются, по особому соглашению, сферические и цилиндрические концы стержней шпилек по ОСТ 1713 в той их части, которая идет под гайку.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

<i>d</i> (дюймы)	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2
Длина <i>l</i> (мм)	Длина нарезанной части стержня, включая сбеги резьбы, <i>l</i> ₀ (мм)										
22	18										
25	18	22									
28	18	(22)									
30	18	22									
32	18	(22)	(28)								
35	18	22	28								
38	18	(22)	(28)	(32)							
40	18	22	28	32							
42	18	(22)	(28)	(32)	(35)						
45	18	22	28	32	35	38					
48	18	(22)	(28)	(32)	(35)	(38)					
50	18	22	28	32	35	38					
55	20	22	28	32	35	38	42				
60	20	22	28	32	35	38	42				
65	20	22	28	32	35	38	42	(50)			
70	20	22	28	32	35	38	42	50	60		
75	20	22	28	32	35	38	42	50	60		
80	20	22	28	32	35	38	42	50	60	70	
85	20	22	28	32	35	38	42	50	60	70	75
90	20	22	28	32	35	38	42	50	60	70	75
95	20	22	28	32	35	38	42	50	60	70	75
100	20	22	28	32	35	38	42	50	60	70	75
(105)	(20)	(22)	(28)	(32)	(35)	(38)	(42)	—	—	—	—
110	25	28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
(115)	(25)	(28)	(32)	(38)	(40)	(42)	(48)	—	—	—	—
120	25	28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
130		28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
140		28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
150		28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
160		28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
170		28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
180		28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
190			32	38	40	42	48	50	60	70	75
200			32	38	40	42	48	50	60	70	75
(210)								(50)	(60)	(70)	(75)
220								60	70	80	85
(230)								(60)	(70)	(80)	(85)
240								60	70	80	85
250									70	80	85
260									70	80	85
280									70	80	85
300									70	80	85

НБ
УДУНТ
(ДУТ)

СССР Совет труда и обороны — Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1736
	ШПИЛЬКИ с проточкой под гайку обыкновенную, с прошилитсвкой или корончатую, резьба метрическая, диам. от 12 мм до 48 мм Глубина завинчивания $\approx 1,35 d$	МБИ (I.I.B.): 621.995
		Металл



Пример обозначения шпильки диам. 20 мм, длиной 100 мм:

ШПИЛЬКА М 20 × 100 ОСТ 1736

мм

<i>d</i>	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
<i>c</i>	1,8	2	2	2,5	2,5	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6
<i>l₁</i>	18	20	22	25	28	30	35	38	42	50	58	65
<i>f</i>	3	3	3	4	4	4	5	5	6	8	8	8

1. Размеров, поставленных в скобки, по возможности не применять.
2. Материал — железо (сталь).
3. Стандарт распространяется на шпильки чистые (точеные и из чистотянутого материала).
4. Резьба по ОСТ 32.
5. Выходы резьбы по ОСТ 1714/1.
6. В пределах сбег резьбы под гайку допускается, по особому соглашению, проточка по ОСТ 1714/1.
7. Конец шпильки под гайку по ОСТ 1713.
8. Допускаются, по особому соглашению, сферические и цилиндрические концы стержней шпилек по ОСТ 1713 в той их части, которая идет под гайку.

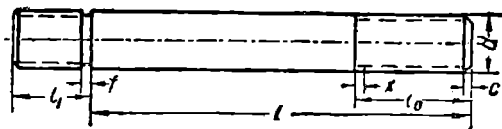
Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с января 1931 г.

мм

<i>d</i>	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
Длина <i>l</i>	Длина нарезанной части стержня, включая сбег резьбы, <i>l₀</i>											
25	25											
(28)	(28)	(28)										
30	28	30										
(32)	(28)	(30)	(32)									
35	28	30	32	35								
(38)	(28)	(30)	(32)	(35)	(38)							
40	28	30	32	35	38							
(42)	(28)	(30)	(32)	(35)	(38)	(42)						
45	28	30	32	35	38	42	45					
(48)	(28)	(30)	(32)	(35)	(38)	(42)	(45)					
50	28	30	32	35	38	42	45					
55	28	30	32	35	38	42	45	50				
60	28	30	32	35	38	42	45	50				
65	28	30	32	35	38	42	45	50	(60)			
70	28	30	32	35	38	42	45	50	60	65		
75	28	30	32	35	38	42	45	50	(60)	(65)		
80	28	30	32	35	38	42	45	50	60	65	75	
85	28	30	32	35	38	42	45	50	(60)	(65)	(75)	(80)
90	28	30	32	35	38	42	45	50	60	65	75	80
95	28	30	32	35	38	42	45	50	(60)	(65)	(75)	(80)
100	28	30	32	35	38	42	45	50	60	65	75	80
(105)	(28)	(30)	(32)	(35)	(38)	(42)	(45)	(50)	—	—	—	—
110	32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
(115)	(32)	(35)	(38)	(40)	(42)	(48)	(50)	(55)	—	—	—	—
120	32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
130	32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
140	32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
150	32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
160	32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
170	32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
180	32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
190			38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
200			38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
(210)									(60)	(65)	(75)	(80)
220									70	75	85	90
(230)									(70)	(75)	(85)	(90)
240									70	75	85	90
(250)										(75)	(85)	(90)
260										75	85	90
280										75	85	90
300										75	85	90

НБ
УДУНТ
(ДНТ)

СССР Совет труда и обороны ——— Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1737
	ШПИЛЬКИ с проточкой под гайку обыкновенную с прошплевкой или корончатую, резьба Витворта, diam. от $\frac{1}{2}''$ до $2''$ Глубина завинчивания $\approx 1,35 d$	МБИ (I.I.B.): 621.995
		Металл



Пример обозначения шпильки diam. $\frac{3}{4}''$, длиной 100 мм:

ШПИЛЬКА $\frac{3}{4}'' \times 100$ ОСТ 1737

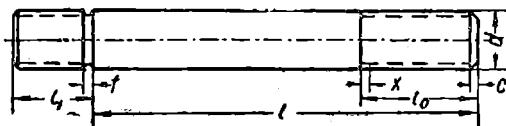
d (дюймы)	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2
	мм									
c	1,8	2	2,5	3	3,5	4	4	4,5	5	6
l_1	18	22	26	30	35	38	42	50	60	70
f	3	3	4	4	5	5	5	6	8	8

1. Размеров, поставленных в скобки, по возможности не применять.
2. Материал — железо (сталь).
3. Стандарт распространяется на шпильки чистые (точёные и из чистотянутого материала).
4. Резьба по ОСТ 33-а и 33-б.
5. Выходы резьбы по ОСТ 1714/3.
6. В пределах сбег резьбы под гайку допускается, по особому соглашению, проточка по ОСТ 1714/3.
7. Конец шпильки под гайку по ОСТ 1713.
8. Допускаются, по особому соглашению, сферические и цилиндрические концы стержней шпилек по ОСТ 1713 в той их части, которая идет под гайку.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

d дюймы	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{5}$	$1\frac{7}{8}$	2
Длина l (мм)	Длина нарезанной части стержня включая сбеги резьбы, l (мм)									
25	25									
(28)	(28)									
30	28									
(32)	(28)	(32)								
35	28	32								
(38)	(28)	(32)	(38)							
40	28	32	38							
(42)	(28)	(32)	(38)	(42)						
45	28	32	38	42	45					
(48)	(28)	(32)	(38)	(42)	(45)					
50	28	32	38	42	45					
55	28	32	38	42	45	50				
60	28	32	38	42	45	50				
65	28	32	38	42	45	50	(60)			
70	28	32	38	42	45	50	60	70		
75	28	32	38	42	45	50	60	(70)		
80	28	32	38	42	45	50	60	70	80	
85	28	32	38	42	45	50	60	70	80	85
90	28	32	38	42	45	50	60	70	80	85
95	28	32	38	42	45	50	60	70	80	(85)
100	28	32	38	42	45	50	60	70	80	85
(105)	(28)	(32)	(38)	(42)	(45)	(50)	—	—	—	—
110	32	38	42	48	50	50	60	70	80	86
(115)	(32)	(38)	(42)	(48)	(50)	(55)	—	—	—	—
120	32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
130	32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
140	32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
150	32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
160	32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
170	32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
180	32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
190		38	42	48	50	55	60	70	80	85
200		38	42	48	50	55	60	70	80	85
(210)							(60)	(70)	(80)	(85)
220							70	80	90	95
(230)							(70)	(80)	(90)	(95)
240							70	80	90	95
(250)								(80)	(90)	(95)
260								80	90	95
280								80	90	95
300								80	90	95

СССР Совет труда и обороны ————— Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	OCT 1738
	ШПИЛЬКИ с проточкой под гайку обыкновенную, резьба метрическая, диам. от 12 мм до 48 мм Глубина завинчивания $\approx 1,35 d$	МБИ (И.В.) : 621.995
		Металл



Пример обозначения шпильки диам. 20 мм, длиной 100 мм:

ШПИЛЬКА М 20 × 100 OCT 1738

мм

<i>d</i>	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
<i>c</i>	1,8	2	2	2,5	2,5	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6
<i>l₁</i>	18	20	22	25	28	30	35	38	42	50	58	65
<i>f</i>	3	3	3	4	4	4	5	5	6	8	8	8

1. Размеров, поставленных в скобки, по возможности не применять.
2. Материал — железо (сталь).
3. Стандарт распространяется на шпильки чистые (точеные и из чистотянутого материала).
4. Резьба по OCT 32.
5. Выходы резьбы по OCT 1714/1.
6. В пределах сбег резьбы под гайку допускается, по особому соглашению, проточка по OCT 1714/1.
7. Конец шпильки под гайку по OCT 1713.
8. Допускаются, по особому соглашению, сферические и цилиндрические концы стержней шпилек по OCT 1713 в той их части, которая идет под гайку.

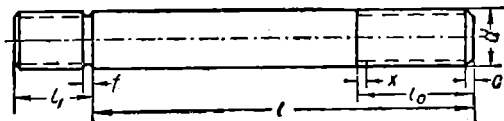
Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

ММ

<i>d</i>	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
Длина <i>l</i>	Длина нарезанной части стержня, включая сбег резьбы, <i>l</i> ₀											
25	22											
(28)	(22)	(25)										
30	22	25										
(32)	(22)	(25)	(28)									
35	22	25	28	30								
(38)	(22)	(25)	(28)	(30)	(32)							
40	22	25	28	30	32							
(42)	(22)	(25)	(28)	(30)	(32)	(32)						
45	22	25	28	30	32	32	38					
(48)	(22)	(25)	(28)	(30)	(32)	(32)	(38)					
50	22	25	28	30	32	32	38					
55	22	25	28	30	32	32	38	42				
60	22	25	28	30	32	32	38	42				
65	22	25	28	30	32	32	38	42	(50)			
70	22	25	28	30	32	32	38	42	50	55		
75	22	25	28	30	32	32	38	42	(50)	(55)		
80	22	25	28	30	32	32	38	42	50	55	65	
85	22	25	28	30	32	32	38	42	(50)	(55)	(65)	70
90	22	25	28	30	32	32	38	42	50	55	65	70
95	22	25	28	30	32	32	38	42	(50)	(55)	(65)	(70)
100	22	25	28	30	32	32	38	42	50	55	65	70
(105)	(22)	(25)	(28)	(30)	(32)	(32)	(38)	(42)	—	—	—	—
110	28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
(115)	(28)	(30)	(32)	(35)	(38)	(38)	(45)	(48)	—	—	—	—
120	28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
130	28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
140	28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
150	28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
160	28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
170	28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	63	70
180	28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
190			32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
200			32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
(210)									(50)	(55)	(65)	(70)
220									60	65	75	80
(230)									(60)	(65)	(75)	(80)
240									60	65	75	80
(250)									(65)	(75)	(80)	
260										65	75	80
280										65	75	80
300										65	75	80

НБ
УДУНТ
(ДНТ)

СССР Совет труда и обороны — Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1739
	ШПИЛЬКИ с проточкой под гайку обыкновенную, резьба Витворта, диам. от $\frac{1}{2}$ " до 2" Глубина завинчивания $\approx 1,35 d$	МБИ (I. I. В.) : 621.995
		Металл



Пример обозначения шпильки диам. $\frac{3}{4}$ ", длиной 100 мм:

ШПИЛЬКА $\frac{3}{4}$ " \times 100 ОСТ 1739

d (дюймы)	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2
мм										
c	1,8	2	2,5	3	3,5	4	4	4,5	5	6
l_1	18	22	26	30	35	38	42	50	60	70
f	3	3	4	4	5	5	5	6	8	8

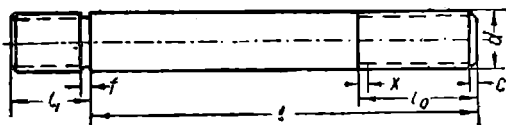
1. Размеров, поставленных в скобки, по возможности не применять.
2. Материал — железо (сталь).
3. Стандарт распространяется на шпильки чистые (точеные и из чистотянутого материала).
4. Резьба по ОСТ 33-а и 33-б.
5. Выходы резьбы по ОСТ 1714/3.
6. В пределах сбега резьбы под гайку допускается, по особому соглашению, проточка по ОСТ 1714/3.
7. Концы шпильки под гайку по ОСТ 1713.
8. Допускаются, по особому соглашению, сферические и цилиндрические концы стержней шпилек по ОСТ 1713 в той их части, которая идет под гайку.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

<i>d</i> дюймы	1/2	5/8	3/4	7/8	1	1 1/8	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2
Длина <i>l</i> (мм)	Длина нарезанной части стержня, включая сбеги резьбы, <i>l₀</i> (мм)									
25	22									
(28)	(22)									
30	22									
(32)	(22)	(28)								
35	22	28								
(38)	(22)	(28)	(32)							
40	22	28	32							
(42)	(22)	(28)	(32)	(35)						
45	22	28	32	35	38					
(48)	(22)	(28)	(32)	(35)	(38)					
50	22	28	32	35	38					
55	22	28	32	35	38	42				
60	22	28	32	35	38	42				
65	22	28	32	35	38	42	(50)			
70	22	28	32	35	38	42	50	60		
75	22	28	32	35	38	42	50	60		
80	22	28	32	35	38	42	50	60	70	
85	22	28	32	35	38	42	50	60	70	75
90	22	28	32	35	38	42	50	60	70	75
95	22	28	32	35	38	42	50	60	70	75
100	22	28	32	35	38	42	50	60	70	75
(105)	(22)	(28)	(32)	(35)	(38)	(42)	—	—	—	—
110	28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
(115)	(28)	(32)	(38)	(40)	(42)	(48)	—	—	—	—
120	28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
130	28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
140	28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
150	28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
160	28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
170	28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
180	28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
190		32	38	40	42	48	50	60	70	75
200		32	38	40	42	48	50	60	70	75
(210)							(50)	(60)	(70)	(75)
220							60	70	80	85
(230)							(60)	(70)	(80)	(85)
240							60	70	80	85
250								70	80	85
260								70	80	85
280								70	80	85
300								70	80	85

НБ
УДУНТ
(ДНТ)

СССР Совет труда и обороны ————— Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1740
	ШПИЛЬКИ с проточкой под гайку обыкновенную, с прошплинтовкой или корончатую, резьба метрическая, диам. от 12 мм до 48 мм Глубина завинчивания $\approx 1 d$	МБИ (И. И. В.) : 621.995
		Металл



Пример обозначения шпильки диам. 20 мм, длиной 100 мм:

ШПИЛЬКА М 20 × 100 ОСТ 1740

мм

<i>d</i>	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
<i>c</i>	1,8	2	2	2,5	2,5	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6
<i>l₁</i>	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
<i>f</i>	3	3	3	4	4	4	5	5	6	8	8	8

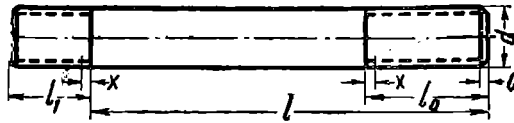
1. Размеров, поставленных в скобки, по возможности не применять.
2. Материал — железо (сталь).
3. Стандарт распространяется на шпильки чистые (точеные и из чистотянутого материала).
4. Резьба по ОСТ 32.
5. Выходы резьбы по ОСТ 1714/1.
6. В пределах сбег резьбы под гайку допускается, по особому соглашению, проточка по ОСТ 1714/1.
7. Конец шпильки под гайку по ОСТ 1713.
8. Допускаются, по особому соглашению, сферические и цилиндрические концы стержней шпилек по ОСТ 1713 в той их части, которая идет под гайку.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

мм

<i>d</i>	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
Длина <i>l</i>	Длина нарезанной части стержня, включая сбеги резьбы, <i>l</i> ₀											
25	25											
(28)	(28)	(28)										
30	28	30										
(32)	(28)	(30)	(32)									
35	28	30	32	35								
(38)	(28)	(30)	(32)	(35)	(38)							
40	28	30	32	35	38							
(42)	(28)	(30)	(32)	(35)	(38)	(42)						
45	28	30	32	35	38	42	45					
(48)	(28)	(30)	(32)	(35)	(38)	(42)	(45)					
50	28	30	32	35	38	42	45					
55	28	30	32	35	38	42	45	50				
60	28	30	32	35	38	42	45	50				
65	28	30	32	35	38	42	45	50	(60)			
70	28	30	32	35	38	42	45	50	60	65		
75	28	30	32	35	38	42	45	50	(60)	(65)		
80	28	30	32	35	38	42	45	50	60	65	75	
85	28	30	32	35	38	42	45	50	(60)	(65)	(75)	(80)
90	28	30	32	35	38	42	45	50	60	65	75	80
95	28	30	32	35	38	42	45	50	(60)	(65)	(75)	(80)
100	28	30	32	35	38	42	45	50	60	65	75	80
(105)	(28)	(30)	(32)	(35)	(38)	(42)	(45)	(50)	—	—	—	—
110	32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
(115)	(32)	(35)	(38)	(40)	(42)	(48)	(50)	(55)	—	—	—	—
120	32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
130	32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
140	32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
150	32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
160	32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
170	32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
180	32	35	38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
190			38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
200			38	40	42	48	50	55	60	65	75	80
(210)									(60)	(65)	(75)	(80)
220									70	75	85	90
(230)									(70)	(75)	(85)	(90)
240									70	75	85	90
(250)										(75)	(85)	(90)
260										75	85	90
230										75	85	90
300										75	85	90

СССР Совет труда и обороны — Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1741
	ШПИЛЬКИ с проточкой под гайку обыкновенную, с прошпильтовкой или корончатую, резьба Витворта, диам. от $\frac{1}{8}$ " до 2" Глубина заворачивания $\approx 1 d$	МБИ (I. I. B.) : 621.995
		Металл



Пример обозначения шпильки диам. $\frac{3}{4}$ " , длиной 100 мм:

ШПИЛЬКА $\frac{3}{4}$ " \times 100 ОСТ 1741

d (дюймы)	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2
мм										
c	1,8	2	2,5	3	3,5	4	4	4,5	5	6
l ₁	13	16	20	22	25	28	32	38	44	50
f	3	3	4	4	5	5	5	6	8	8

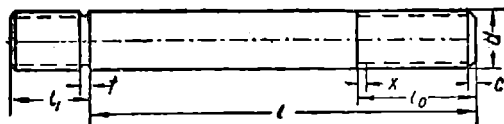
1. Размеров, доставленных в скобки, по возможности не применять.
2. Материал — железо (сталь).
3. Стандарт распространяется на шпильки чистые (точеные и из чистотянутого материала).
4. Резьба по ОСТ 33-а и 33-б.
5. Выходы резьбы по ОСТ 1714/3.
6. В пределах сбег резьбы под гайку допускается, по особому соглашению, проточка по ОСТ 1714/3.
7. Конец шпильки под гайку по ОСТ 1713.
8. Допускаются, по особому соглашению, сферические и цилиндрические концы стержней шпилек по ОСТ 1713 в той их части, которая идет под гайку.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

УДМУТ
(ДИП)

<i>d</i> (дюймы)	1/2	5/8	3/4	7/8	1	1 1/8	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2
Длина <i>l</i> (мм)	Длина нарезанной части стержня, включая сбег резьбы, <i>l</i> ₀ (мм)									
25	25									
(28)	(28)									
30	28									
(32)	(28)	(32)								
35	28	32								
(38)	(28)	(32)	(38)							
40	28	32	38							
(42)	(28)	(32)	(38)	(42)						
45	28	32	38	42	45					
(48)	(28)	(32)	(38)	(42)	(45)					
50	28	32	38	42	45					
55	28	32	38	42	45	50				
60	28	32	38	42	45	50				
65	28	32	38	42	45	50	(60)			
70	28	32	38	42	45	50	60	70		
75	28	32	38	42	45	50	60	(70)		
80	28	32	38	42	45	50	60	70	80	
85	28	32	38	42	45	50	60	70	80	85
90	28	32	38	42	45	50	60	70	80	85
95	28	32	38	42	45	60	60	70	80	(85)
100	28	32	38	42	45	50	60	70	80	85
(105)	(28)	(32)	(38)	(42)	(45)	(50)	—	—	—	—
110	32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
(115)	(32)	(38)	(42)	(48)	(50)	(55)	—	—	—	—
120	32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
130	32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
140	32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
150	32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
160	32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
170	32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
180	32	38	42	48	50	55	60	70	80	85
190		38	42	48	50	55	60	70	80	85
200		38	42	48	50	55	60	70	80	85
(210)							(60)	(70)	(80)	(85)
220							70	80	90	95
(230)							(70)	(80)	(90)	(95)
240							70	80	90	95
(250)								(80)	(90)	(95)
260								80	90	95
280								80	90	95
300								80	90	95

СССР Совет труда и обороны — Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1742
	ШПИЛЬКИ с проточкой под гайку обыкновенную, резьба метрическая, диам. от 12 мм до 48 мм Глубина завивчивания $\approx 1 d$	МБИ (I. I. В.) : 621.995 Металл



Пример обозначения шпильки диам. 20 мм, длиной 100 мм:

ШПИЛЬКА М 20 × 100 ОСТ 1742

мм

<i>d</i>	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
<i>c</i>	1,8	2	2	2,5	2,5	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6
<i>l₁</i>	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
<i>f</i>	3	3	3	4	4	4	5	5	6	8	8	8

1. Размеров, поставленных в скобки, по возможности не применять.
2. Материал — железо (сталь).
3. Стандарт распространяется на шпильки чистые (точенные и из чистотянутого материала).
4. Резьба по ОСТ 32.
5. Выходы резьбы по ОСТ 1714/1.
6. В пределах сбега резьбы под гайку допускается, по особому соглашению, проточка по ОСТ 1714/1.
7. Конец шпильки под гайку по ОСТ 1713.
8. Допускаются, по особому соглашению, сферические и цилиндрические концы стержней шпилек по ОСТ 1713 в той их части, которая идет под гайку.

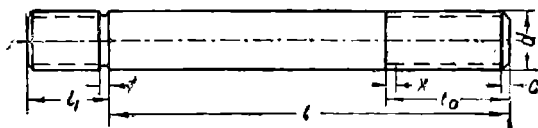
Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

мм

<i>d</i>	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
Длина <i>l</i>	Длина нарезанной части стержня, включая сбеги резьбы, <i>l</i> ₀											
25	22											
(28)	(22)	(25)										
30	22	25										
(32)	(22)	(25)	(28)									
35	22	25	28	30								
(38)	(22)	(25)	(28)	(30)	(32)							
40	22	25	28	30	32							
(42)	(22)	(25)	(28)	(30)	(32)	(32)						
45	22	25	28	30	32	32	38					
(48)	(22)	(25)	(28)	(30)	(32)	(32)	(38)					
50	22	25	28	30	32	32	38					
55	22	25	28	30	32	32	38	42				
60	22	25	28	30	32	32	38	42				
65	22	25	28	30	32	32	38	42	(50)			
70	22	25	28	30	32	32	38	42	50	55		
75	22	25	28	30	32	32	38	42	(50)	(55)		
80	22	25	28	30	32	32	38	42	50	55	65	
85	22	25	28	30	32	32	38	42	(50)	(55)	(65)	(70)
90	22	25	28	30	32	32	38	42	50	55	65	70
95	22	25	28	30	32	32	38	42	(60)	(55)	(65)	(70)
100	22	25	28	30	32	32	38	42	50	55	65	70
(105)	(22)	(25)	(28)	(30)	(32)	(32)	(38)	(42)	—	—	—	—
110	28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
(115)	(28)	(30)	(32)	(35)	(38)	(38)	(45)	(48)	—	—	—	—
120	28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
130	28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
140	28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
150	28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
160	28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
170	28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
180	28	30	32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
190 /			32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
200			32	35	38	38	45	48	50	55	65	70
(210)									(50)	(55)	(65)	(70)
220									60	65	75	80
(230)									(60)	(65)	(75)	(80)
240									60	65	75	80
(250)										(65)	(75)	(80)
260										65	75	80
280										65	75	80
300										65	75	80

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

СССР Совет Труда и обороны ——— Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1743
	ШПИЛЬКИ с проточкой под гайку обыкновенную, резьба Витворта, диам. от $\frac{1}{2}$ " до 2" Глубина завинчивания $\approx 1 d$	МБИ (И.В.):621.995
		Металл



Пример обозначения шпильки диам. $\frac{3}{4}$ " , длиной 100 мм:
 ШПИЛЬКА $\frac{3}{4}$ " \times 100 ОСТ 1743

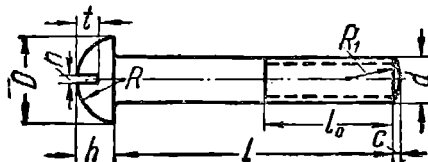
<i>d</i> (дюймы)	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2
мм										
<i>c</i>	1,8	2	2,5	3	3,5	4	4	4,5	5	6
<i>l</i> ₁	13	16	20	22	25	28	32	38	44	50
<i>f</i>	3	3	4	4	5	5	5	6	8	8

1. Размеров, поставленных в скобки по возможности не применять.
2. Материал—железо (сталь).
3. Стандарт распространяется на шпильки чистые (точечные и из чистотянутого материала).
4. Резьба по ОСТ 33-а и 33-б.
5. Выходы резьбы по ОСТ 1714/3.
6. В пределах сбег резьбы под гайку допускается, по особому соглашению, проточка по ОСТ 1714/3.
7. Конец шпильки под гайку по ОСТ 1713.
8. Допускаются, по особому соглашению, сферические и цилиндрические концы стержней шпилек по ОСТ 1713 в той их части, которая идет под гайку.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для паходящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций—с 1 января 1931 г.

<i>d</i> (дюймы)	1/2	5/8	3/4	7/8	1	1 1/8	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2
Длина <i>l</i> (мм)	Длина нарезанной части стержня, включая сбеги резьбы, <i>l</i> ₀ (мм)									
25	22									
(28)	(22)									
30	22									
(32)	(22)	(28)								
35	22	28								
(38)	(22)	(28)	(32)							
40	22	28	32							
(42)	(22)	(28)	(32)	(35)						
45	22	28	32	35	38					
(48)	(22)	(28)	(32)	(35)	(38)					
50	22	28	32	35	38					
55	22	28	32	35	38	42				
60	22	28	32	35	38	42				
65	22	28	32	35	38	42	(50)			
70	22	28	32	35	38	42	50	60		
75	22	28	32	35	38	42	50	60		
80	22	28	32	35	38	42	50	60	70	
85	22	28	32	35	38	42	50	60	70	75
90	22	28	32	35	38	42	50	60	70	75
95	22	28	32	35	38	42	50	60	70	75
100	22	28	32	35	38	42	50	60	70	75
(105)	(22)	(28)	(32)	(35)	(38)	(42)	—	—	—	—
110	28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
(115)	(28)	(32)	(38)	(40)	(42)	(48)	—	—	—	—
120	28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
130	28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
140	28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
150	28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
160	28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
170	28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
180	28	32	38	40	42	48	50	60	70	75
190		32	38	40	42	48	50	60	70	75
200		32	38	40	42	48	50	60	70	75
(210)							(50)	(60)	(70)	(75)
220							60	70	80	85
(230)							(60)	(70)	(80)	(85)
240							60	70	80	85
250								70	80	85
260								70	80	85
280								70	80	85
300								70	80	85

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 214
	ВИНТЫ ДЛЯ МЕТАЛЛА с полукруглой головкой — точеные диаметром от 1 мм до 10 мм	

МБИ
(I. I. B.): 621.817

	мм													
<i>d</i>	1	1,2	1,4	1,7	2	2,3	2,6	3	(3,5)	4	5	6	8	10
<i>D</i>	2	2,3	2,6	3	3,5	4	4,5	5	6	7	9	10	13	16
<i>h</i>	1	1,1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,3	2,7	3,1	4	4,5	6	7,5
<i>R</i> ~	1	1,2	1,3	1,5	1,8	2	2,3	2,5	3	3,5	4,5	5	6,5	8
<i>п</i>	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6	0,8	0,8	1	1,2	1,5	2
<i>t</i>	0,5	0,6	0,6	0,8	0,9	1,1	1,2	1,4	1,6	1,8	2,4	2,5	3	3,7
<i>c</i> ~	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6	0,7	0,9	1	1,5	1,7
<i>R</i> ₁	0,8	1	1	1,5	1,5	2	2	2,5	3	3	4	5	6	8
Длина винта <i>l</i>	Длина нарезанной части стержня винта, включая сбеги резьбы, <i>l</i> ₀													
1,5	1,5													
2	2													
2,5	2,5	2,5												
3	3	3	3											
3,5	3	3,5	3,6											
4	3	4	4	4	4									
5	3	4	4	5	5	5								
6		4	4	5	6	6	6	6						
7		4	4	5	6	7	7	7						
8			4	5	6	7	8	8	8	8				
10			4	5	6	7	8	9	10	10	10			
12				5	6	7	8	9	10	12	12	12		
15				5	6	7	8	9	10	12	12	15	15	
18					6	7	8	9	10	12	12	15	18	18
22						7	8	9	10	12	12	15	20	22
26							8	9	10	12	12	15	20	25
30								9	10	12	12	15	20	25
35										12	12	15	20	25
40											12	15	20	25
45											12	15	20	25
50												15	20	25
55														25
60														25

Профиль резьбы по ОСТ 94 и ОСТ 32.

Материал — железо, латунь.

Допускаются по особому соглашению концы стержней винтов с заточкой по усеченному конусу.

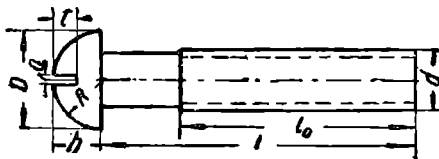
Пример обозначения винта для металла с полукруглой головкой точеного железного, diam. 4 мм, длиной 18 мм:

Винт полукр. точ. железн. 4 × 18 ОСТ 214.



Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 2 марта 1929 года как обязательный с 1 марта 1929 года для диаметров от 1 мм до 5 мм включительно и как рекомендуемый для остальных диаметров.

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	OCT 215
	ВИНТЫ ДЛЯ МЕТАЛЛА с полукруглой головкой — накатан- ные, диаметром от 2,3 мм до 10 мм	



мм

<i>d</i>	2,3	2,6	3	4	5	6	8	10
<i>D</i>	4	4,5	5	7	9	10	13	16
<i>h</i>	1,8	2	2,3	3,1	4	4,5	6	7,5
<i>R</i> ~	2	2,3	2,5	3,5	4,5	5	6,5	8
<i>π</i>	0,5	0,6	0,6	0,8	1,2	1,2	1,5	2
<i>t</i>	1	1,1	1,3	1,8	2,3	2,7	3,5	4,5

Длина винта <i>l</i>	Длина накатанной части стержня винта, включая сбеги резьбы, <i>l₀</i>							
5	5							
6	6	6						
7	7	7	7					
8	8	8	8	8				
10	10	10	10	10	10			
12	12	12	12	12	12	12		
15	15	15	15	15	15	15	15	
18	18	18	18	18	18	18	18	18
22	22	22	22	22	22	22	22	22
26		26	26	26	26	26	26	26
30			30	30	30	30	30	30
35				30	30	30	30	30
40					30	30	30	30
45						30	30	30
50							30	30
55								30
60								30

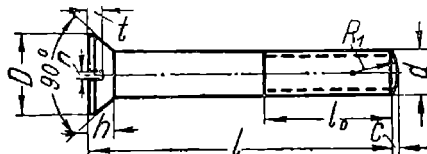
Профиль резьбы по OCT 94 и OCT 32.

Материал — железо, латунь.

Пример обозначения винта для металла с полукруглой головкой накатанного латунного, диам. 4 мм длиной 18 мм:
Винт полукр. накат. лат. 4 × 18 OCT 215.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 2 марта 1928 года как обязательный с 1 марта 1929 года для диаметров от 2,3 мм до 5 мм включительно и как рекомендуемый для остальных диаметров.

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 216
	ВИНТЫ ДЛЯ МЕТАЛЛА с потайной головкой — точеные диаметром от 1 мм до 10 мм	

МБИ
(I. I. В.) 621 : 817

обозначены винты нарезанные на всю длину стержня.

d	мм													
	1	1,2	1,4	1,7	2	2,3	2,6	3	(3,5)	4	5	6	8	10
D	2	2,6	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6,5	7,5	9	11	15	18
h	0,6	0,6	0,8	0,9	1,1	1,2	1,3	1,5	1,8	2	2,5	3	4	5
n	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6	0,8	0,8	1	1,2	1,5	2
t	0,3	0,3	0,4	0,5	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,3	1,5	2	2,5
c~	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6	0,7	0,9	1	1,5	1,7
K ₁	0,8	1	1	1,5	1,5	2	2	2,5	3	3	4	5	6	8

Длина винта l	Длина нарезанной части стержня винта, включая сбеги резьбы, l ₀														
	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	9	10	12	15	20	25
2	•														
2,5	•	•													
3	•	•	•												
3,5	•	•	•	•											
4	3	•	•	•	•										
5	3	4	4	•	•	•									
6		4	4	5	•	•	•								
7		4	4	5	•	•	•	•							
8			4	5	6	•	•	•	•						
10			4	5	6	7	8	•	•	•					
12				5	6	7	8	9	10	•	•	•			
15				5	6	7	8	9	10	12	12	•	•		
18					6	7	8	9	10	12	12	•	•	•	•
22						7	8	9	10	12	12	15	•	•	•
26							8	9	10	12	12	15	20	•	•
30								9	10	12	12	15	20	•	•
35										12	12	15	20	25	•
40											12	15	20	25	•
45											12	15	20	25	•
50												15	20	25	•
55													20	25	•
60														25	•

Профиль резьбы по ОСТ 94 и ОСТ 32.

Материал — железо, латунь.

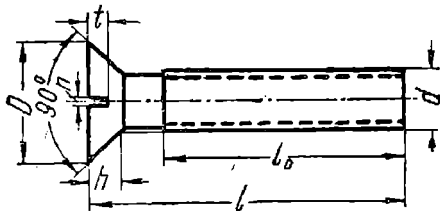
Допускаются по особому соглашению концы стержней винтов с заточкой по усеченному конусу.

Пример обозначения винта для металла с потайной головкой точеного железного, diam. 4 мм, длиной 18 мм:
Винт потайн. точ. железн. 4 × 18 ОСТ 216.



Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 2 марта 1928 года как обязательный с 1 марта 1929 года для диаметров от 1 мм до 5 мм включительно и как рекомендуемый для остальных диаметров.

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	OCT 217
	ВИНТЫ ДЛЯ МЕТАЛЛА с потайной головкой — накатанные диаметром от 2,3 мм до 10 мм	



• — обозначены винты, накатанные на всю длину стержня.

мм

<i>d</i>	2,3	2,6	3	4	5	6	8	10
<i>D</i>	4,3	4,8	5,6	7,2	9	11	14	18
<i>h</i>	1	1,1	1,3	1,6	2	2,5	3	4
<i>n</i>	0,5	0,6	0,6	0,8	1,2	1,2	1,5	2
<i>t</i>	0,5	0,6	0,6	0,8	1,1	1,3	1,6	2
Длина винта <i>l</i>	Длина накатанной части стержня винта, включая сбеги резьбы <i>l₀</i>							
5	•							
6	•	•						
7	•	•	•					
8	•	•	•	•				
10	•	•	•	•	•			
12	•	•	•	•	•	•		
15	•	•	•	•	•	•	•	
18	•	•	•	•	•	•	•	•
22	•	•	•	•	•	•	•	•
26		•	•	•	•	•	•	•
30			•	•	•	•	•	•
35				30	30	30	30	30
40					30	30	30	30
45					30	30	30	30
50						30	30	30
55								30
60								30

Профиль резьбы по OCT 94 и OCT 32

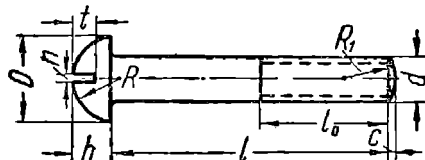
Материал — железо, латунь.

Пример обозначения винта для металла с потайной головкой накатанного железного, диам. 4 мм, длиной 18 мм:

Винт потайн. накат. железн. 4×18 OCT 217

Утверждено Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 2 марта 1928 года как обязательный с 1 марта 1929 года для диаметров от 2,3 мм до 5 мм включительно и как рекомендуемый для остальных диаметров.

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 218
	ВИНТЫ ДЛЯ МЕТАЛЛА с цилиндрической головкой — точечные, диаметром от 1 мм до 10 мм	
		МБИ (I. I. V.): 621.817



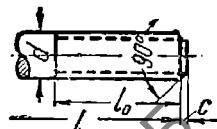
мм														
<i>d</i>	1	1,2	1,4	1,7	2	2,3	2,6	3	(3,5)	4	5	6	8	10
<i>D</i>	2	2,3	2,6	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	7,6	9	12	15
<i>h</i>	0,8	1	1	1,3	1,5	1,8	2	2,5	2,6	3	3,8	4,5	6	7,5
<i>p</i>	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6	0,8	0,8	1	1,2	1,5	2
<i>t</i>	0,4	0,5	0,5	0,6	0,7	0,9	1	1,2	1,3	1,5	1,9	2,2	3	3,7
<i>c</i>	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6	0,7	0,9	1	1,5	1,7
<i>R₁</i>	0,8	1	1	1,5	1,5	2	2	2,5	3	3	4	5	6	8
Длина винта <i>l</i>	Длина нарезанной части стержня винта, включая сбеги резьбы, <i>l₀</i>													
1,5	1,5													
2	2													
2,5	2,5	2,5												
3	3	3	3											
3,5	3	3,5	3,5											
4	3	4	4	4	4									
5	3	4	4	5	5	5	5							
6		4	4	5	6	6	6	6						
7		4	4	5	6	7	7	7	7					
8			4	5	6	7	8	8	8	8				
10			4	5	6	7	8	9	10	10	10			
12				5	6	7	8	9	10	12	12	12		
15				5	6	7	8	9	10	12	12	15	15	
18					6	7	8	9	10	12	12	15	18	18
22						7	8	9	10	12	12	15	20	22
26							8	9	10	12	12	15	20	25
30								9	10	12	12	15	20	25
35										12	12	15	20	25
40											12	15	20	25
45											12	15	20	25
50												15	20	25
55														25
60														25

Профиль резьбы по ОСТ 92 и ОСТ 32.

Материал — железо, латунь.

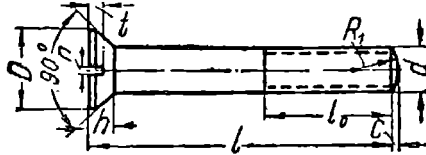
Допускаются по особому соглашению концы стержней винтов с заточкой по усеченному конусу.

Пример обозначения винта для металла с цилиндрической головкой точеного латунного, диам. 4 мм, длиной 18 мм:
Винт цилиндр. точ. лат. 4 × 18 ОСТ 218.



Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 2 марта 1928 года как обязательный с 1 марта 1929 года для диаметров от 1 мм до 5 мм включительно и как рекомендуемый для остальных диаметров.

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 219
	ВИНТЫ ДЛЯ МЕТАЛЛА с полупотайной головкой — точеные диаметром от 1 мм до 10 мм	МБИ (I. I. V.): 621.817



• — обозначены винты, нарезанные на всю длину стержня.

	мм													
<i>d</i>	1	1,2	1,4	1,7	2	2,3	2,6	3	(3,5)	4	5	6	8	10
<i>D</i>	2	2,6	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6,5	7,5	9	11	15	18
<i>h</i>	0,6	0,6	0,8	0,9	1,1	1,2	1,3	1,5	1,8	2	2,5	3	4	5
<i>m</i>	0,25	0,35	0,5	0,5	0,5	0,6	0,7	0,7	0,8	0,9	1,1	1,7	1,9	2,2
<i>K</i>	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6	7	8	10	12	16	20
<i>n</i>	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6	0,8	0,8	1	1,2	1,5	2
<i>t</i>	0,3	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,3	1,5	1,8	2,4	3	3,6
<i>c</i>	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6	0,7	0,9	1	1,5	1,7
<i>R</i> ₁	0,8	1	1	1,5	1,5	2	2	2,5	3	3	4	5	6	8

Длина винта <i>l</i>	Длина нарезанной части стержня винта, включая сбеги резьбы <i>l</i> ₀													
2	•													
2,5	•	•												
3	•	•	•											
3,5	•	•	•											
4	•	•	•	•										
5	3	•	•	•	•									
6		4	4	•	•	•								
7		4	4	5	•	•	•							
8			4	5	6	•	•	•						
10			4	5	6	7	8	•	•	•				
12				5	6	7	8	9	10	•	•			
15				5	6	7	8	9	10	12	12	•	•	
18					6	7	8	9	10	12	12	•	•	•
22						7	8	9	10	12	12	15	•	•
26							8	9	10	12	12	15	20	•
30								9	10	12	12	15	20	•
35										12	12	15	20	25
40											12	15	20	25
45											12	15	20	25
50												15	20	25
55														25
60														25

Профиль резьбы по ОСТ 94 и ОСТ 82.

Материал — железо, латунь.

Допускаются по особому соглашению концы стержней винтов с заточкой по усеченному конусу.

Пример обозначения винта с полупотайной головкой точеного

железного, диам. 4 мм, длиной 18 мм:

Винт. полупотайн. точ. железн. 4 × 18 ОСТ 219.

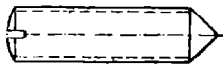
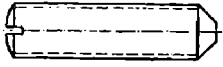
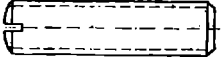
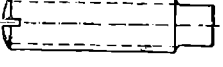
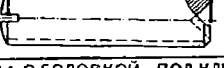


Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 2 марта 1928 года как обязательный с 1 марта 1929 года для диаметров от 1 мм до 5 мм включительно и как рекомендуемый для остальных диаметров.

СССР Всесоюзный комитет по стандартизации при Совете труда и обороны	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 2576
	ВИНТЫ ДЛЯ МЕТАЛЛА установочные точеные Типы	
	МБИ(И.В.):621.995 Металл	

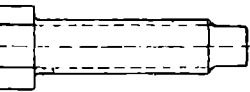
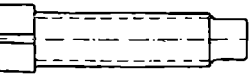
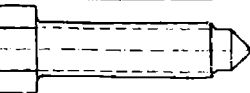
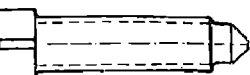
ВИНТЫ С ГОЛОВКОЙ ПОД ОТВЕРТНУ

 Резьба метрич. по ОСТ 94 и по ОСТ 32
 Резьба дюймов. по ОСТ 33-а или по ОСТ 33-б.

Тип	ОСТ	Пределы диаметров	Пример обозначения (общее название — резьба × длина — номер ОСТ)
	2051	от М1 до М5	Винт установочн. М 2 × 6 ОСТ 2051
	2051	от М6 до М20	Винт установочн. М12 × 30 ОСТ 2051
	2052	от 1/4" до 3/4"	Винт установочн. 1/2" × 30 ОСТ 2052
	2053	от М1 до М20	Винт установочн. М12 × 30 ОСТ 2053
	2054	от 1/4" до 3/4"	Винт установочн. 1/2" × 30 ОСТ 2054
	2055	от М6 до М20	Винт установочн. М12 × 30 ОСТ 2055
	2056	от 1/4" до 3/4"	Винт установочн. 1/2" × 30 ОСТ 2056
	2057	от М6 до М20	Винт установочн. М12 × 30 ОСТ 2057
	2058	от 1/4" до 3/4"	Винт установочн. 1/2" × 30 ОСТ 2058

ВИНТЫ С ГОЛОВКОЙ „ПОД КЛЮЧ“

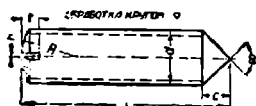
 Резьба метрич. по ОСТ 32
 Резьба дюймов. по ОСТ 33-а или по ОСТ 33-б
 Размеры под ключ по ОСТ 95-а
 Выход резьбы по ОСТ 1714,1 и по ОСТ 1714,3

Тип	ОСТ	Пределы диаметров	Пример обозначения (общее название — резьба × длина — номер ОСТ)
	2060	от М6 до М20	Винт установочн. М12 × 30 ОСТ 2060
	2061	от 1/4" до 3/4"	Винт установочн. 1/2" × 30 ОСТ 2061
	2061	от М6 до М20	Винт установочн. М12 × 30 ОСТ 2061
	2062	от 1/4" до 3/4"	Винт установочн. 1/2" × 30 ОСТ 2062
	2063	от М6 до М20	Винт установочн. М12 × 30 ОСТ 2063
	2064	от 1/4" до 3/4"	Винт установочн. 1/2" × 30 ОСТ 2064
	2065	от М6 до М20	Винт установочн. М12 × 30 ОСТ 2065
	2066	от 1/4" до 3/4"	Винт установочн. 1/2" × 30 ОСТ 2066

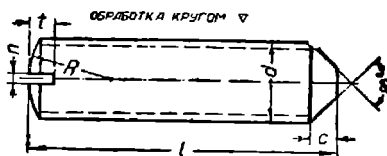
Утвержден Всесоюзным комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 2 января 1931 г.

С С С Р Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 2051
	ВИНТЫ ДЛЯ МЕТАЛЛА установочные с головкой под отвертку, резьба метрич., diam. от 1 мм до 20 мм	
	МБИ (И.В.): 621.995 Металл	

Форма выполнения винтов
diam. от 1 мм до 5 мм включ.



Форма выполнения винтов
diam. от 6 мм до 20 мм включ.



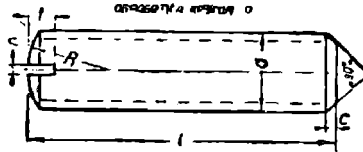
Пример обозначения винта установочного diam 12 мм, длиной 30 мм:
ВИНТ УСТАНОВОЧН. М 12 × 30 ОСТ 2051

		мм																	
d		1	1,2	1,4	1,7	2	2,3	2,6	3	4	5	6	8	10	12	(14)	16	(18)	20
c		0,5	0,6	0,7	0,75	1	1,15	1,3	1,5	2	2,8	2	2,8	3,6	4	4,8	5	6	6
n		0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,6	0,8	1	1,2	1,5	2	2	2,5	2,5	3
r		0,6	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,2	1,4	1,8	2	2,5	3	3,6	4	4,6	5	6
R ≈		0,8	1	1	1,5	1,5	2	2	2,5	3	5	6	8	10	12	16	16	20	20
l		Знаком ⊗ отмечены изготавливаемые винты																	
2		⊗	⊗	⊗															
3		⊗	⊗	⊗	⊗	⊗													
4		⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗												
5					⊗	⊗	⊗	⊗	⊗										
6					⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗									
8						⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗								
10							⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗							
12								⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗						
15									⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗					
16										⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗				
20											⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗
22												⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗
25													⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗
28														⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗
30															⊗	⊗	⊗	⊗	⊗
36																⊗	⊗	⊗	⊗
40																	⊗	⊗	⊗
45																		⊗	⊗
60																			⊗
60																			⊗

1. Размеры, отмеченных скобками, по возможности не применять.
2. Материал — железо (сталь) или латунь — оговаривается заказом.
3. Резьба по ОСТ 94 и по ОСТ 32.
4. Допускается выполнение головной части винта по форме усеченного конуса с разъемными рамами согласно ОСТ 1713.
5. Термическая обработка нажимного конца оговаривается заказом.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 августа 1930 г.
нан обязательный с 1 апреля 1931 г.

С С С Р Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 2053
	ВИНТЫ ДЛЯ МЕТАЛЛА установочные с головкой под отвертку, резьба метрич. диам. от 1 мм до 20 мм	МБИ (П.В.) 621995
		Металл



Пример обозначения винта установочного диам. 12 мм, длиной 30 мм:
ВИНТ УСТАНОВОЧН. М 12 X 30 ОСТ 2053

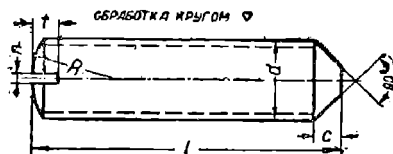
мм

d	1	1,2	1,4	1,7	2	2,3	2,6	3	4	5	6	8	10	12	(14)	16	(18)	20	
ε	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,5	0,7	0,8	1	1,2	1,5	1,8	2	2	2,5	2,5	
m	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,6	0,8	0,8	1	1,2	1,5	2	2	2,5	2,5	3	
t	0,6	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,2	1,4	1,8	2	2,5	3	3,5	4	4,5	6	6	
H ≈	0,8	1	1	1,5	1,5	2	2	2,5	3	5	6	8	10	12	18	16	20	20	
l	Знаком ● отмечены изготавливаемые винты																		
2	●	●	●																
3	●	●	●	●	●														
4	●	●	●	●	●	●													
5			●	●	●	●	●												
6				●	●	●	●	●											
8					●	●	●	●	●	●									
10						●	●	●	●	●	●								
12							●	●	●	●	●	●							
16								●	●	●	●	●	●	●					
18									●	●	●	●	●	●	●				
20										●	●	●	●	●	●	●			
22											●	●	●	●	●	●	●		
25												●	●	●	●	●	●	●	
28													●	●	●	●	●	●	
30														●	●	●	●	●	
35															●	●	●	●	●
40																●	●	●	●
45																	●	●	●
50																		●	●
60																			●

1. Размеры, отмеченных значками, по возможности не применять.
2. Материал — железо (сталь) или латунь — оговаривается заказом.
3. Резьба по ОСТ 94 и по ОСТ 32.
4. Допускается выполнение головной части винта по форме усеченного конуса с резьбой согласно ОСТ 1713.
5. Термическая обработка нажимного конца оговаривается заказом.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 августа 1930 г.
 ввв обязательный с 1 апреля 1931 г.

С С С Р Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 2052
	ВИНТЫ ДЛЯ МЕТАЛЛА установочные с головкой под отвертку, резьба Витворта, диам. от $\frac{1}{16}''$ до $\frac{3}{8}''$	МБИ (П.В.):621.996 Металл



Пример обозначения винта установочного диам. $\frac{1}{16}''$, длиной 30 мм

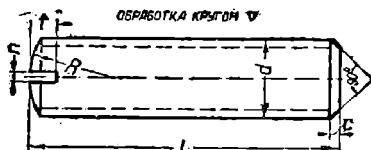
ВИНТ УСТАНОВОЧН. $\frac{1}{16}'' \times 30$ ОСТ 2052

д (Дюймы)	$\frac{1}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$
	мм					
c	2	2,8	3,5	4	5	6
л	1	1,2	1,5	2	2,5	3
l	2	2,5	3	3,5	4,5	6
R ≈	6	8	10	12	16	20
l	Знаком ⊙ отмечены изготовляемые винты					
8	●					
10	●	●				
12	●	●	●	●		
15	●	●	●	●	●	
18	●	●	●	●	●	
20	●	●	●	●	●	●
22	●	●	●	●	●	●
25	●	●	●	●	●	●
28		●	●	●	●	●
30		●	●	●	●	●
35			●	●	●	●
40			●	●	●	●
45				●	●	●
50					●	●
60					●	●

1. Материал — железо (сталь) или латунь — оговаривается знаком.
2. Резьба по ОСТ 33-а или по ОСТ 33-б
3. Допускается выполнение головной части винта по форме усеченного конуса с размерами согласно ОСТ 1713.
4. Термическая обработка нажимного конца оговаривается заказом.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 6 августа 1930 г.
 или обязательный с 1 апреля 1931 г.

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 2054
	ВИНТЫ ДЛЯ МЕТАЛЛА установочные с головкой под отвертку, резьба Витворта, diam от $1/4''$ до $3/4''$	МБИ (И.В.) 621.995
		Металл



Пример обозначения винта установочного diam. $1/2''$, длиной 30 мм

ВИНТ УСТАНОВОЧН. $1/2'' \times 30$ ОСТ 2054

d (дюймы)	$1/4$	$5/16$	$3/8$	$1/2$	$5/8$	$3/4$
	мм					
c	1	1,2	1,5	1,8	2	2,5
p	1	1,2	1,5	2	2,5	3
l	2	2,5	3	3,5	4,5	6
R ≈	6	8	10	12	16	20
l	Знаком ⊙ отмечены изготавливаемые винты					
8	⊙					
10	⊙	⊙				
12	⊙	⊙	⊙	⊙		
15	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	
18	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	
20	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙
22	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙
25	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙
28		⊙	⊙	⊙	⊙	⊙
30		⊙	⊙	⊙	⊙	⊙
35			⊙	⊙	⊙	⊙
40			⊙	⊙	⊙	⊙
45				⊙	⊙	⊙
50					⊙	⊙
60					⊙	⊙

1. Материал — железо (сталь) или латунь — оговаривается заказом.
2. Резьба по ОСТ 33 а или по ОСТ 33-б.
3. Допускается выполнение головной части винта по форме усеченного конуса в размерах согласно ОСТ 1713.
4. Термическая обработка нижнего конца оговаривается заказом.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 августа 1930 г.
 как обязательный с 1 апреля 1931 г.

УДКУНБ
(ДИП)

С С С Р Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 2055
	ВИНТЫ ДЛЯ МЕТАЛЛА установочные с головной под отвертку, резьба метрич., diam. от 6 мм до 20 мм	
	МБИ(И.В.): 621 995 Металл	



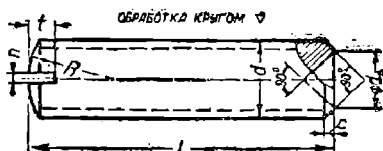
Пример обозначения винта установочного diam. 12 мм длиной 30 мм
ВИНТ УСТАНОВОЧН. М 12 X 30 ОСТ 2055

мм								
d	6	8	10	12	(14)	16	(18)	20
d ₁	4,5	6	7	9	10	12	13	15
c	4	5	6	7	7	8	9	10
h	1	1,2	1,5	2	2	2,5	2,5	3
r	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6
R ≈	6	8	10	12	16	16	20	20
r ₁ ≈	0,4	0,4	0,5	0,5	0,8	0,8	0,8	
l	Знаком ⊙ отмечены изготовляемые винты							
8	⊙							
10	⊙	⊙						
12	⊙	⊙	⊙	⊙				
15	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙		
18	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙		
20	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙
22	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙
25	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙
28		⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙
30		⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙
35			⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙
40			⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙
45				⊙	⊙	⊙	⊙	⊙
50					⊙	⊙	⊙	⊙
60						⊙	⊙	⊙

- 1 Размеры, отмеченных символами по возможности не применять.
- 2 Материал — железо (сталь).
- 3 Резьба по ОСТ 32.
- 4 Допускается выполнение головной части винта по форме усеченного конуса, размерами согласно ОСТ 1713.
- 5 Термическая обработка нажимного конца оговаривается заказом.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 августа 1930
 как обязательный с 1 апреля 1931 г.

С С С Р Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 2057
	ВИНТЫ ДЛЯ МЕТАЛЛА установочные с головной под отвертку, резьба метрич., диам. от 6 мм до 20 мм	МБИ (Л.В.): 621.995
		Металл



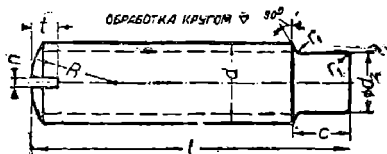
Пример обозначения винта установочного диам. 12 мм, длиной 30 мм
ВИНТ УСТАНОВОЧН. М 12 × 30 ОСТ 2057

	мм							
<i>d</i>	6	8	10	12	(14)	16	(18)	20
<i>d_г</i>	3	5	6	8	8	10	12	14
<i>r</i>	1,5	1,5	2	2	3	3	3	3
<i>n</i>	1	1,2	1,5	2	2	2,5	2,5	3
<i>t</i>	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6
<i>R ≈</i>	6	8	10	12	16	16	20	20
<i>l</i>	Знаком ⊙ отмечены изготавливаемые винты							
6	⊙							
10	⊙	⊙						
12	⊙	⊙	⊙	⊙				
15	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙		
18	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙		
20	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙
22	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙
25	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙
28		⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙
30		⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙
35			⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙
40			⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙
45				⊙	⊙	⊙	⊙	⊙
50						⊙	⊙	⊙
60							⊙	⊙

1. Размеров, отмеченных скобками, по возможности не применять.
 2. Материал — железо (сталь).
 3. Резьба по ОСТ 32.
 4. Допускается выполнение головной части винта по форме увенчанного конуса с размерами согласно ОСТ 1713.
- Б. Термическая обработка нажимного конца оговаривается заказом.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 августа 1930 г.
 как обязательный с 1 апреля 1931 г.

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 2056
	ВИНТЫ ДЛЯ МЕТАЛЛА установочные с головкой под отвертку, резьба Витворта, diam. от $\frac{1}{16}$ " до $\frac{3}{16}$ "	МБИ (И.В.): 621.996
		Металл



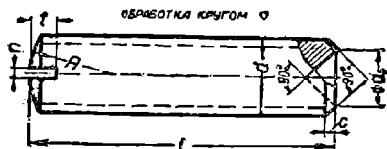
Пример обозначения винта установочного diam. $\frac{1}{16}$ ", длиной 30 мм
ВИНТ УСТАНОВОЧН. $\frac{1}{16}$ " X 30 ОСТ 2056

d (дюймы)	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{2}$
	мм					
d_2	4,5	6	7	8	12	15
c	4	5	6	7	8	10
n	1	1,2	1,5	2	2,5	3
t	2	2,5	3	3,5	4,5	6
$R \approx$	6	8	10	12	16	20
r_1	0,4	0,4	0,5	0,5	0,8	1
l	Знаком ⊙ отмечены изготовляемые винты					
8	⊙					
10	⊙	⊙				
12	⊙	⊙	⊙	⊙		
16	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	
18	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	
20	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙
22	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙
25	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙
28		⊙	⊙	⊙	⊙	⊙
30		⊙	⊙	⊙	⊙	⊙
35			⊙	⊙	⊙	⊙
40			⊙	⊙	⊙	⊙
45				⊙	⊙	⊙
50					⊙	⊙
60					⊙	⊙

1. Материал — железо (сталь).
2. Резьба по ОСТ 33-а или по ОСТ 33-б.
3. Допускается выполнение головной части винта по форме усеченного конуса с размерами согласно ОСТ 1713.
4. Термическая обработка нажимного конца оговаривается заказом

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 августа 1930 г.
 как обязательный с 1 апреля 1931 г.

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 2058
	ВИНТЫ ДЛЯ МЕТАЛЛА установочные с головкой под отвертку, резьба Витворта, диам. от $\frac{1}{16}$ " до $\frac{1}{4}$ "	
	МБИ (И.И.В.): 621.995 Металл	



Пример обозначения винта установочного диам. $\frac{1}{16}$ ", длиной 30 мм

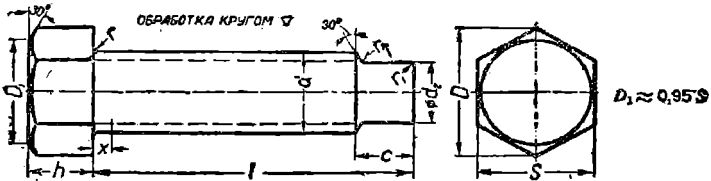
ВИНТ УСТАНОВОЧН. $\frac{1}{16}$ " \times 30 ОСТ 2058

d (дюймы)	$\frac{1}{16}$	$\frac{2}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{4}$
	мм					
d_2	3	5	6	8	10	14
	1,5	1,5	2	2	3	3
n	1	1,2	1,5	2	2,5	3
r	2	2,5	3	3,5	4,5	6
R ≈	6	6	10	12	16	20
l	Знаком ⊗ отмечены изготовляемые винты					
8	⊗					
10	⊗	⊗				
12	⊗	⊗	⊗	⊗		
16	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	
18	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	
20	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗
22	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗
25	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗
28		⊗	⊗	⊗	⊗	⊗
30		⊗	⊗	⊗	⊗	⊗
35			⊗	⊗	⊗	⊗
40			⊗	⊗	⊗	⊗
45				⊗	⊗	⊗
50					⊗	⊗
60						⊗

1. Материал — железо (сталь).
2. Резьба по ОСТ 83-2 или по ОСТ 33-6.
3. Допускается выполнение головной части винта по форме усеченного конуса с размерами согласно ОСТ 1713.
4. Термическая обработка нажимного конца оговаривается заказом.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 августа 1930 г. как обязательный с 1 апреля 1931 г.

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 2059
	ВИНТЫ ДЛЯ МЕТАЛЛА установочные с головкой под ключ, резьба метрич., diam. от 6 мм до 20 мм	
	МБИ (И.В.): 621.995 Металл	



Пример обозначения винта установочного diam. 12 мм, длиной 30 мм
ВИНТ УСТАНОВОЧН. М 12 X 30 ОСТ 2059

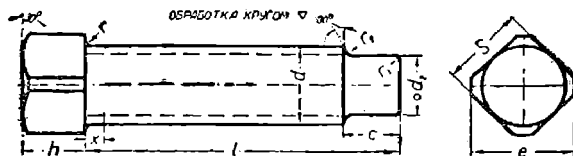
мм

d	6	8	10	12	(14)	16	(18)	20
S ном = S наиб	9	11	14	17	17	19	22	22
S факт	8,8	10,8	13,8	16,8	16,8	18,75	21,75	21,75
h	6	6	7	9	10	12	14	14
D ≈	10,4	12,7	16,2	19,6	19,6	21,9	25,4	25,4
d ₂	4,5	6	7	9	10	12	13	15
c	4	6	6	7	7	8	9	10
r мм	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1
r ₁ мм	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6	0,6	1
l	Знаком ■ отмечены изготовляемые варианты							
12	■							
15	■	■						
18	■	■	■					
20	■	■	■					
22	■	■	■	■				
25	■	■	■	■	■			
28	■	■	■	■	■	■		
30	■	■	■	■	■	■		
35		■	■	■	■	■	■	
40		■	■	■	■	■	■	■
45			■	■	■	■	■	■
50			■	■	■	■	■	■
60				■	■	■	■	■
70					■	■	■	■
80						■	■	■
90							■	■
100								■

1. Размеры, отмеченных скобками, по возможности не применять.
2. Материал — железо (сталь).
3. Резьба по ОСТ 32.
4. Шаг резьбы (u) по ОСТ 1714/1; в пределах шага допускается проточка по ОСТ-1714 1.
5. Термическая обработка нажимного конца оговаривается заказом.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 августа 1930 г.
 как обязательный с 1 апреля 1931 г.

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 2061
	ВИНТЫ ДЛЯ МЕТАЛЛА установочные с головкой под ключ резьба метрич., диам. от 6 мм до 20 мм	
	МБИ (И.В.): 621.995 Металл	



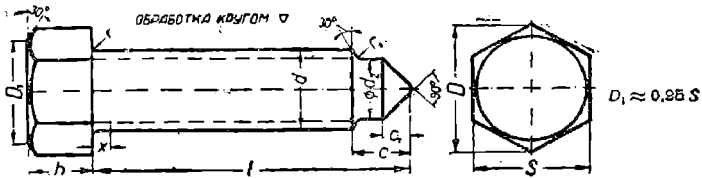
Пример обозначения винта установочного диам. 12 мм, длиной 30 мм.
ВИНТ УСТАНОВОЧН., М 12 X 30 ОСТ 2061

π	6	8	10	12	(14)	16	(18)	20
$S_{ном} = S_{наиб}$	7	9	11	14	14	17	19	22
$S_{наим}$	6,8	8,8	10,8	13,8	13,8	16,8	18,75	21,75
h	6	7	8	10	12	14	16	18
$e \approx$	9	12	14	18	18	22	25	28
$d_{к}$	4,6	6	7	9	10	12	13	16
e	4	6	6	7	7	8	9	10
$r_{1 \text{ н}}$	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1
$r_{2 \text{ н}}$	0,4	0,4	0,5	0,5	0,8	0,8	0,8	1
l	Знаком ■ отмечены изготовляемые винты							
12	■							
15	■	■						
18	■	■	■					
20	■	■	■					
22	■	■	■	■				
25	■	■	■	■	■			
28	■	■	■	■	■	■		
30	■	■	■	■	■	■		
35		■	■	■	■	■	■	
40		■	■	■	■	■	■	■
45			■	■	■	■	■	■
50			■	■	■	■	■	■
60				■	■	■	■	■
70					■	■	■	■
80						■	■	■
90							■	■
100								■

1. Размеры, отмеченные скобками, по возможности не применять.
2. Материал — железо (сталь).
3. Резьба по ОСТ 32.
4. Сбег резьбы (κ) по ОСТ 1714/1 в пределах сбega допускается, проточка по ОСТ 1714/1.
5. Термическая обработка ближнего конца агьзривается зааном.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 августа 1930 г.
 Кая обязательная с 1 апреля 1931 г.

СССР Совет труда и обороны — Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 2063
	ВИНТЫ ДЛЯ МЕТАЛЛА установочные с головкой под ключ, резьба метрич. диам. от 6 мм до 20 мм	
	МБИ(И.В.):621.995 Металл	



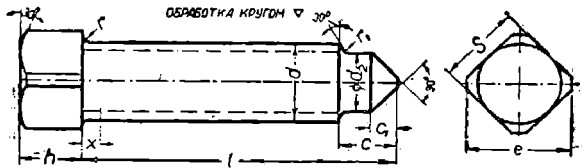
Пример обозначения винта установочного диам. 12 мм, длиной 30 мм:
ВИНТ УСТАНОВОЧН. М 12 X 30 ОСТ 2063

мм								
<i>d</i>	6	8	10	12	(14)	16	(18)	20
<i>S</i> ном. = <i>S</i> наиб	9	11	14	17	17	19	22	22
<i>S</i> наиб	8,8	10,8	13,8	16,8	16,8	18,75	21,75	21,75
<i>h</i>	5	6	7	9	10	12	14	14
<i>D</i> ≈	10,4	12,7	16,2	19,6	19,6	21,9	25,4	25,4
<i>d</i> ₂	4,5	6	7	9	10	12	13	15
<i>c</i>	4	5	6	7	7	8	9	10
<i>c</i> ₁	2	2,5	3	3,5	4	4	4,5	5
<i>r</i> ≈	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
<i>r</i> ₁ ≈	0,4	0,4	0,5	0,5	0,8	0,8	0,8	0,8
<i>l</i>	Знаком ■ отмечены изготавливаемые винты							
12	■							
15	■	■						
18	■	■	■					
20	■	■	■					
22	■	■	■	■				
25	■	■	■	■	■			
28	■	■	■	■	■	■		
30	■	■	■	■	■	■	■	
35		■	■	■	■	■	■	■
40		■	■	■	■	■	■	■
45			■	■	■	■	■	■
50			■	■	■	■	■	■
60				■	■	■	■	■
70					■	■	■	■
80						■	■	■
90							■	■
100								■

1. Размеры, отмеченных знаком ■, по возможности не принимать
2. Материал — железо (сталь)
3. Резьба по ОСТ 32
4. Сбог резьбы (*x*) по ОСТ 1714/1; в пределах сбoga допускается прогонка по ОСТ 1714/1.
5. Термическая обработка нижнего конца осуществляется закалкой.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 6 августа 1930 г.
 как обязательный с 1 января 1931 г.

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 2065
	ВИНТЫ ДЛЯ МЕТАЛЛА установочные с головкой под ключ, резьба метрич., diam. от 6 мм до 20 мм	
	МБИ (И.И.В.): 621.995 Металл	



Пример обозначения винта установочного diam. 12 мм, длиной 30 мм:

ВИНТ УСТАНОВОЧН. М 12Х30 ОСТ 2065

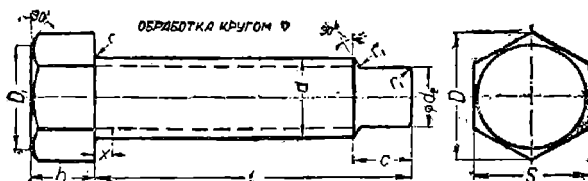
d	6	8	10	12	(14)	16	(18)	20
S ном = S наиб	7	9	11	14	14	17	19	22
S мин	6,6	8,8	10,8	13,8	13,8	16,8	18,75	21,75
h	6	7	8	10	12	14	16	18
e II	9	12	14	18	18	22	25	28
d ₂	4,5	6	7	9	10	12	13	15
c	4	5	6	7	7	8	9	10
c ₁	2	2,5	3	3,5	4	4	4,5	5
r мм	0,6	0,5	0,6	0,5	0,5	0,5	0,5	1
r мм	0,4	0,4	0,6	0,5	0,6	0,8	0,8	1
l	Этими (X) отмечены изготавливаемые винты							
12	X							
15	X	X						
18	X	X	X					
20	X	X	X					
22	X	X	X	X				
25	X	X	X	X	X			
28	X	X	X	X	X	X		
30	X	X	X	X	X	X	X	
35		X	X	X	X	X	X	X
40		X	X	X	X	X	X	X
45			X	X	X	X	X	X
50			X	X	X	X	X	X
60				X	X	X	X	X
70					X	X	X	X
80						X	X	X
90							X	X
100								X

1. Размеры, отмеченных скобками, по возможности не применять
2. Материал — железо (сталь).
3. Резьба по ОСТ 32.
4. Сбег резьбы (r) по ОСТ 1714/1; в пределах сбega допускается проточка по ОСТ 1714/1.
5. Термическая обработка нажимного конца оговаривается заказом.

Март 1931

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 6 августа 1930 как обязательный с 1 апреля 1931 г.

С С С Р Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 2060
	ВИНТЫ ДЛЯ МЕТАЛЛА установочные с головкой под ключ, резьба Витворта, диам. от $\frac{1}{4}$ " до $\frac{3}{16}$ "	
		МБИ (Л.В.): 621.995
		Металл



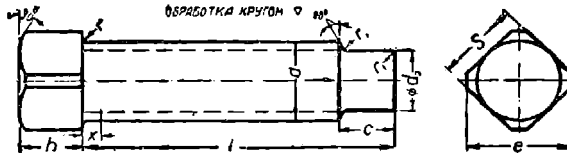
Пример обозначения винта установочного диам. $\frac{1}{2}$ ", длиной 30 мм
ВИНТ УСТАНОВОЧН. $\frac{1}{2}$ " \times 30 ОСТ 2060

l (дюймы)	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$
	мм					
S ном = S макс	9	11	14	17	19	22
S макс	8,8	10,8	13,8	16,8	18,75	21,75
b	5	6	7	9	12	14
D ≈	10,4	12,7	16,2	19,6	21,9	26,4
d _г	4,5	6	7	9	12	15
c	4	5	6	7	8	10
r ≈	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
r ₁ ≈	0,4	0,4	0,5	0,5	0,8	1
l	Знаком ■ отмечены изготавливаемые винты					
12	■					
15	■	■				
18	■	■	■			
20	■	■	■			
22	■	■	■	■		
25	■	■	■	■		
28	■	■	■	■	■	
30	■	■	■	■	■	
35		■	■	■	■	
40		■	■	■	■	■
45			■	■	■	■
50			■	■	■	■
60				■	■	■
70					■	■
80					■	■
90						■
100						■

1. Материал — железо (сталь).
2. Резьба по ОСТ 33-а или по ОСТ 38-б.
3. Сбег резьбы (r) по ОСТ 1714/3; в пределах сбega допускается проточка по ОСТ 1714/3.
4. Термическая обработка нажимного конца оговаривается заказом.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 6 августа 1930 г.
как обязательный с 1 апреля 1931 г.

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 2062
	ВИНТЫ ДЛЯ МЕТАЛЛА установочные с головкой под ключ, резьба Витворта, диам. от $\frac{1}{4}$ " до $\frac{3}{4}$ "	МБИ (И.В.): 621.996
		Металл



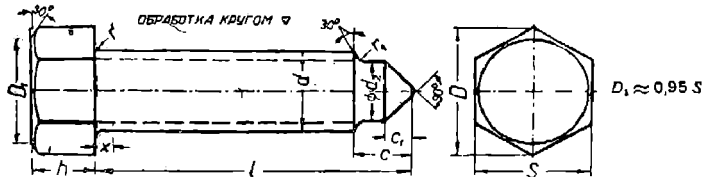
Пример обозначения винта установочного диам. $\frac{1}{2}$ ", длиной 30 мм.
ВИНТ УСТАНОВОЧН. $\frac{1}{2}$ " x 30 ОСТ 2062

d (дюймы)	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{4}$
	мм					
S ном = S наиб	7	9	11	14	17	19
S наим	6,8	8,8	10,8	13,8	16,8	16,76
h	6	7	8	10	14	16
e ≈	9	12	14	18	22	26
d _н	4,5	6	7	9	12	15
c	4	5	6	7	8	10
r ≈	0,5	0,5	0,5	0,5	0,8	0,5
r ₁ ≈	0,4	0,4	0,5	0,5	0,8	1
l	Знаком <input checked="" type="checkbox"/> отмечены изготавливаемые винты					
12	<input checked="" type="checkbox"/>					
15	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>				
18	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>			
20	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>			
22	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>		
25	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>		
28	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	
30	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	
35		<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	
40		<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
45			<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
50			<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
60				<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
70					<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
80					<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
90						<input checked="" type="checkbox"/>
100						<input checked="" type="checkbox"/>

1. Материал — железо (сталь).
2. Резьба по ОСТ 33-а или по ОСТ 33-б.
3. Сбег резьбы (x) по ОСТ 1714/3; в пределах сбega допускается проточка по ОСТ 1714/3.
4. Термическая обработка нажимного конца оговаривается заказом.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 августа 1930 г.
 как обязательный с 1 апреля 1931 г.

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 2064
	ВИНТЫ ДЛЯ МЕТАЛЛА установочные с головной под ключ, резьба Витворта, диам. от $\frac{1}{4}$ " до $\frac{3}{4}$ "	
	МБИ (И.В.) 621.995	
Металл		



Пример обозначения винта установочного диам. $\frac{1}{2}$ " мм, длиной 30 мм:

ВИНТ УСТАНОВОЧН. $\frac{1}{2}$ " × 30 ОСТ 2064

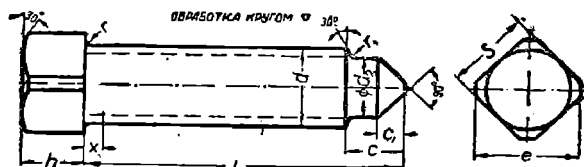
d (ДЮЙМЫ)	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$
	М.М.					
S ном = S наиб	9	11	14	17	19	22
S наим	8,8	10,8	13,8	16,8	18,75	21,75
h	5	6	7	9	12	14
D ≈	10,4	12,7	16,2	19,6	21,9	26,4
d ₃	4,5	6	7	9	12	15
c	4	5	6	7	8	10
c ₁	2	2,5	3	3,5	4	4,5
r ≈	0,6	0,5	0,6	0,6	0,6	0,5
r ₁ ≈	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6	1
l	Знаком отмечены изготавливаемые винты					
12						
16						
18						
20						
22						
25						
28						
30						
35						
40						
45						
50						
60						
70						
80						
90						
100						

1. Материал — железо (сталь).
2. Резьба по ОСТ 33-а или по ОСТ 33-б.
3. Шаг резьбы (К) по ОСТ 1714/3; в пределах сбего допускается проточка по ОСТ 1714/3.
4. Термическая обработка напильного конца осуществляется заказом.

Март 1937

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 августа 1936 г. как обязательный с 1 апреля 1937 г.

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 2066
	ВИНТЫ ДЛЯ МЕТАЛЛА установочные с головкой под ключ, резьба Витворта, diam. от 1/8" до 3/4"	МБИ (И.В.): 621.995
		Металл



Пример обозначения винта установочного diam 1/2", длиной 30 мм

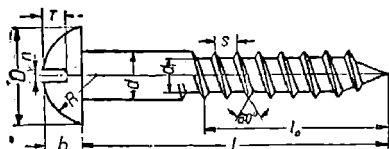
ВИНТ УСТАНОВОЧН. 1/2" X 30 ОСТ 2066

d (дюймы)	1/4	5/16	3/8	1/2	5/8	3/4
	мм					
S ном = S наиб	7	9	11	14	17	19
S наим	6,8	8,8	10,8	13,8	16,8	18,75
h	6	7	8	10	14	16
e ≈	9	12	14	18	22	25
a ₂	4,5	6	7	9	12	15
c	4	5	6	7	8	10
c ₁	2	2,5	3	3,5	4	5
r _{фр}	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
r ₁	0,4	0,4	0,5	0,5	0,8	1
l	Знаком ■ отмечены изготавливаемые винты					
12	■					
15	■	■				
18	■	■	■			
20	■	■	■			
22	■	■	■	■		
25	■	■	■	■		
28	■	■	■	■	■	
30	■	■	■	■	■	
35		■	■	■	■	
40		■	■	■	■	■
45			■	■	■	■
50			■	■	■	■
60				■	■	■
70					■	■
80					■	■
90						■
100						■

1. Материал — железо (сталь).
2. Резьба по ОСТ 33-а или по ОСТ 33-б.
3. Сбег резьбы (x) по ОСТ 1714/3; в пределах сбega допускается проточка по ОСТ 1714/3.
4. Термическая обработка на ближнем конце оговаривается заказом.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 августа 1950 г.
 МБН обязательный с 1 апреля 1951 г.

С. С. С. Р. Совет Труда и Оборона Комитет по Стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 188
	ВИНТЫ ДЛЯ ДЕРЕВА (шурупы) с полукруглой головной, диаметром от 1,4 мм до 10 мм	МБИ(П.В.):621.995.3



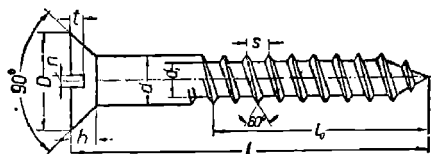
d	1,4	1,7	2	2,3	2,6	3	3,5	4	4,5	5	6	7	8	10	
d _s	0,9	1,2	1,4	1,7	1,7	2,1	2,3	2,6	3,1	3,3	4,3	4,9	5,6	7	
D	3	3,5	4	4,5	5	6	6,8	7,8	8,8	9,8	11,8	13,8	15,6	19	
h	1,4	1,6	1,8	2	2,3	2,4	2,7	3	3,4	3,8	4,5	5,2	6	7,5	
R	1,5	1,8	2	2,3	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6	7	8	10	
p	0,4	0,5	0,6	0,6	0,6	0,8	0,8	1	1,2	1,2	1,5	1,5	2	2,5	
t	0,8	0,9	1	1,1	1,3	1,4	1,6	1,8	2	2,3	2,7	3	3,5	4,5	
s	0,8	0,8	1	1	1,25	1,25	1,5	1,8	1,8	2,2	2,6	3	3,5	4,5	
Длина винта	6	6	6	6	6										
	9	9	9	9	9	9									
		12	12	12	12	12	12								
			15	15	15	15	15	15							
				18	18	18	18	18							
					22	22	22	22	22	22					
						26	26	26	26	26	26				
							30	30	30	30	30	30			
								35	35	35	35	35			
									40	40	40	40			
										45	45	45	45		
											50	50	50	50	
												60	60	60	
													70	70	
													85		
														100	
															120

- Примечания. 1 Материал — железо, латунь.
- 2 Величина шага, как элемента, взаимозаменяемости не требующего, строго не нормируется и может иметь отступление от значений, указанных в таблице, в пределах $\pm 5\%$.
- 3 При заострении конца стержня сбеги резьбы должен быть проведен: для винтов диаметром до 4 мм — на числе витков не менее 1,5; для винтов диаметром 4 мм и выше — на числе витков не менее 2.
- 4 Пример обозначения винта (шурупа) с полукруглой головкой, железного, diam. 4 мм, длиной 45 мм:
Шуруп полукр. железн. 4 × 45 ОСТ 188

Март 1928

Утвержден Комитетом по Стандартизации при Совете Труда и Оборона 13 января 1928 года, как обязательный с 1 октября 1928 года

С С С Р Совет Труда и Оборона Комитет по Стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 189
	ВИНТЫ ДЛЯ ДЕРЕВА (шурупы) с потайной головкой, диаметром от 1,4 мм до 10 мм	МБИ (И.В.):621.995.3



	1,4	1,7	2	2,3	2,6	3	3,5	4	4,5	5	6	7	8	10
d ₁	0,9	1,2	1,4	1,7	1,7	2,1	2,3	2,6	3,1	3,3	4,3	4,9	5,9	7
D	2,8	3,4	4	4,6	5,2	6	7	8	9	10	12	14	16	20
h	0,7	0,86	1	1,15	1,3	1,5	1,75	2	2,25	2,5	3	3,5	4	5
p	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6	0,8	0,8	1	1,2	1,2	1,5	1,5	2	2,5
t	0,3	0,4	0,5	0,6	0,6	0,8	0,8	1	1,1	1,2	1,5	1,7	2	2,5
с	0,8	0,8	1,0	1,0	1,25	1,25	1,5	1,8	1,8	2,2	2,6	3,0	3,5	4,5
Длина винта	6	6	6	6	6									
	9	9	9	9	9	9								
		12	12	12	12	12	12				$l_0 = 0,5 l$			
			15	15	15	15	15	15						
				18	18	18	18	18						
					22	22	22	22	22	22				
					26	26	26	26	26	26	26			
						30	30	30	30	30	30			
				$l_0 = 0,6 l$			35	35	35	35	35			
							40	40	40	40	40			
								45	45	45	45	45		
								50	50	50	50	50	50	
								60	60	60	60	60	60	60
									70	70	70	70	70	70
											85	85	85	85
											100	100	100	
													120	

Примечания. 1. Материал—железо, латунь.

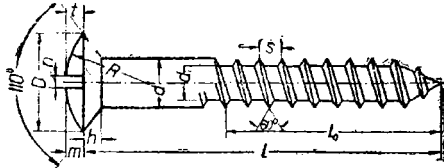
2. Величина шага, как элемента, взаимозаменяемости не требующего, строго не нормируется и может иметь отступления от значений, указанных в таблице, в пределах $\pm 5\%$.

3. При заострении конца стержня срез резьбы должен быть проведен: для винтов диаметром до 4 мм — на число витков не менее 1,5; для винтов диаметром 4 мм и выше — на число витков не менее 2.

4. Пример обозначения винта (шурупа) с потайной головкой, латунного, диам. 4 мм, длиной 45 мм:
Шуруп потайн. лат. 4 X 45 ОСТ 189.

Утвержден Комитетом по Стандартизации при Совете Труда и Оборона 13 января 1929 года, как обязательный с 1 октября 1928 года.

С С С Р Совет Труда и Обороны Комитет по Стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 190
	ВИНТЫ ДЛЯ ДЕРЕВА (шурупы) с полупотайной головкой, диаметром от 1,4 мм до 10 мм	МБИ(И.И.В.): 621.995.3



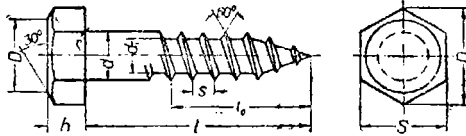
мм

d	1,4	1,7	2	2,3	2,6	3	3,6	4	4,5	5	6	7	8	10	
d ₁	0,9	1,2	1	1,7	1,7	2,1	2,3	2,6	3,1	3,3	4,3	4,9	5,9	7	
D	2,8	3,4	4	4,6	5,2	6	7	8	9	10	12	14	16	20	
h	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,1	2,4	2,8	3,5	
m	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,1	2,4	2,8	3,5	
R	2,3	2,7	3,2	3,7	4,2	4,8	6,6	6,4	7,1	8,0	9,6	11,2	12,8	16,0	
n	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6	0,8	0,8	1	1,2	1,2	1,5	1,5	2	2,5	
t	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,1	2,4	2,8	3,5	
s	0,8	0,8	1,0	1,0	1,25	1,25	1,5	1,8	1,8	2,2	2,6	3,0	3,5	4,5	
Длина винта l	6	6	6	6	6										
	9	9	9	9	9	9									
		12	12	12	12	12	12								
			15	15	15	15	15	15				l ₀ - 0,5 l			
				18	18	18	18	18							
					22	22	22	22	22	22					
					26	26	26	26	26	26					
						30	30	30	30	30	30				
							35	35	35	35	35				
								40	40	40	40	40			
									45	45	45	45	45		
				l ₀ = 0,6 l					50	50	50	50	50	50	
									60	60	60	60	60	60	
										70	70	70	70	70	
											85	85	85	85	
											100	100	100		
														120	

- Примечания. 1. Материал — железо, латунь.
 2. Величина шага, как элемента, взаимозаменяемости не требующего, строго не нормируется и может иметь отступления от значений, указанных в таблице, в пределах $\pm 5\%$.
 3. При заострении конца стержня сбеги резьбы должен быть проведен: для винтов диаметром до 4 мм — на число витков не менее 1,5; для винтов диаметром 4 мм и выше — на число витков не менее 2.
 4. Пример обозначения винта (шурупа) с полупотайной головкой, железного, диам. 4 мм, длиной 45 мм:
 Шуруп полупотайн. железн., 4 × 45 ОСТ 190.

Утвержден Комитетом по Стандартизации при Совете Труда и Обороны 13 января 1928 года как обязательный с 1 октября 1928 года.

СССР Совет Труда и Оборона Комитет по Стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 191
	ВИНТЫ ДЛЯ ДЕРЕВА (глухарь) с шестигранной головкой	МБИ (П.В.): 621.995.3


 $D_1 \sim 0,95 S$

мм

 $f_s = 0,67$

d	6	8	10	12	16	20
d ₁	4.3	5.9	7	9	13.8	15
S	11	14	17	22	27	32
h	4	6	7	10	12	14
D	12.7	16.2	19.6	25.4	31.2	36.9
s	2.6	3.5	4.5	5	6	8
Длина винта	35					
	40	40	40			
	50	50	50			
	65	65	65	65		
		80	80	80	80	
			100	100	100	
			120	120	120	120
				140	140	140
					160	160
					180	180
						200
						225
					250	

Примечания. 1. Материал — железо.

2. Величина шага, как элемента, взаимозаменяемости не требующего, строго не нормируется и может иметь отступления от значений, указанных в таблице, в пределах $\pm 5\%$.

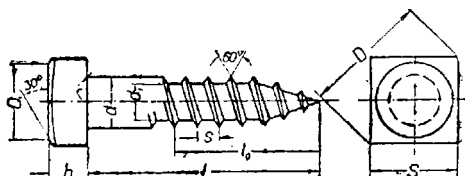
3. При заострении конца стержня сбеги резьбы должен быть проведен: для винтов диаметром до 4 мм — на числе витков не менее 1.5; для винтов диаметром 4 мм и выше — на числе витков не менее 2.

4. Для винтов diam. до 12 мм включ., $r \leq 0.5$ мм
 " " " 16 мм и 20 мм $r \leq 1.0$ мм.

5. Пример обозначения винта (глухаря) с шестигранной головкой, diam. 12 мм, длиной 120 мм:
 Глухарь шестигр. 12 X 120 ОСТ 191.

Утвержден Комитетом по Стандартизации при Совете Труда и Оборона 13 января 1928 года, как обязательный с 1 октября 1928 года.

С С С Р Совет Труда и Оборон Комитет по Стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 192
	ВИНТЫ ДЛЯ ДЕРЕВА (глухари) с квадратной головкой	МБИ (И.И.В.): 621.995.3


 $D_1 \sim 0.95 S$

б.г

	12	16	20
d	12	16	20
d ₁	9	13.8	16
S	22	27	32
n	10	12	14
D	31.2	38.2	45.4
s	5	6	8
Длина винта l	65		
	80	80	
	100	100	
	120	120	120
	140	140	140
		160	160
		180	180
			200
			225
			250

Примечания 1. Материал — железо.

2. Величина шага, шаг элемента, взаимозаменяемости не требующего, строго не нормируется и может иметь отступление от значений, указанных в таблице, в пределах $\pm 8\%$.

3. При заострении конца стержня сбеги резьбы должен быть проведен для винтов диаметром до 4 мм — на числе витков не менее 1.5; для винтов диаметром 4 мм и выше — на числе витков не менее 2.

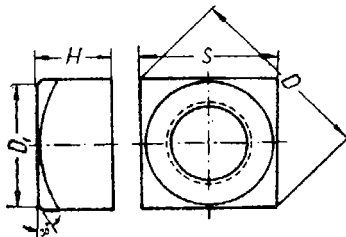
4. Для винтов диам. 12 мм $r \leq 0.5$ мм
16 мм и 20 мм $r \leq 1.0$ мм.

5. Пример обозначения винта (глухаря) с квадратной головкой диам. 16 мм, длиной 140 мм:

Сажарь квадр. 16 X 140 ОСТ 192.

Утвержден Комитетом по Стандартизации при Совете Труда и Оборон 13 января 1928 года.
как обязательный с 1 октября 1928 года.

С С С Р Совет Труда и Оборона — Комит по Стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 144
	ГАЙКИ ЧЕРНЫЕ квадратные для болтов с метрической резь- бой, диаметром от 6 мм до 48 мм	МБИ (И.И.В.): 621.995 1


 $D_1 \sim 0.95 S$

Диаметр болта	S	S наиб.	S наим		D ~
6			10.6		15.6
8	14	14	13.5	6	19.8
10	17	17	16.5	8	24.1
12	22	22	21.4	10	31.2
	22	22	21.4	10	31.2
16	27	27	26.4	12	38.2
18	32	32	31.4	14	45.4
20	32		31.4		45.4
22	6	36	35.2	18	51.0
24	36	36	35.2	20	51.0
27	41	41	40.2	20	58.0
30	46	46	45.2	25	65.1
36	55		54.0	30	78.0
42	65	65	64.0	35	92.0
48		75	74.0	40	106.0

1. Профиль резьбы по ОСТ 32.

2. Материал - железо (сталь).

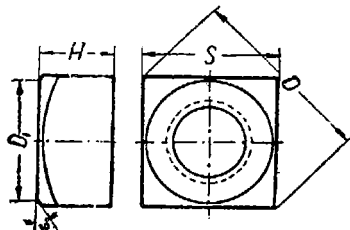
3. Пример обозначения черной квадратной гайки для болта 20 мм:

Гайка черн. квадр. М 20 ОСТ 144

6 в издании
Июль 1931

утвержден Комитетом по Стандартизации при Совете Труда и Оборона 9 декабря 1927 года, как рекомендуемый

С С С Р Совет Труда и Оборона Комитет по Стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 145
	ГАЙКИ ЧЕРНЫЕ квадратные для болтов с резьбой Витворта, диаметром от $\frac{1}{4}$ " до 2"	МБИ(И.В) 621 935 1



мм

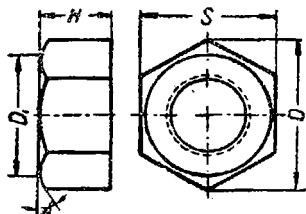
Диаметр болта (дюймы)	S	S наиб	S наим	H	D ~
$\frac{1}{4}$	11	11	10.6	5	15.6
$\frac{5}{16}$	14	14	13.5	6	19.8
$\frac{3}{8}$	17	17	16.5	8	24.1
$\frac{1}{2}$	22	22	21.4	10	31.2
$\frac{5}{8}$	27	27	26.4	12	38.2
$\frac{3}{4}$	32	32	31.4	16	45.2
$\frac{7}{8}$	36	36	35.2	18	51.0
1	41	41	40.2	20	58.0
$1\frac{1}{8}$	46	46	45.2	25	65.1
$1\frac{1}{4}$	50	50	49.2	25	71.0
$1\frac{1}{2}$	60	60	59.0	35	85.0
$1\frac{3}{4}$	70	70	69.0	35	99.1
2	80	80	79.0	40	113.0

1. Профиль резьбы по ОСТ 33-а и 33-б
2. Материал — железо (сталь).
3. Пример обозначения черной квадратной гайки для болта $\frac{1}{4}$ "
Гайка черн. квадр. $\frac{1}{4}$ " ОСТ 145

6-е издание
 Июль 1931

Утвержден Комитетом по Стандартизации при Совете Труда и Оборона 9 декабря 1927 года,
 как обязательный с 1 января 1929 года.

С С С Р Совет Труда и Оборона Комитет по Стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 146
	ГАЙКИ ЧЕРНЫЕ шестигранные, $H \sim 0,8d$, для болтов с метрической резьбой, диаметром от 6 мм до 48 мм	МБИ (П.В.): 621.995.1


 $D_1 \sim 0,95 S$

мм

Диаметр болта	S	S наиб	S наим	H	D ~
6	11	11	10,6	5	12,7
8	14	14	13,5	6	16,2
10	17	17	16,5	6	19,6
12	22	22	21,4	10	25,4
14	27	27	26,4	10	28,4
16	27	27	26,4	12	31,2
18	32	32	31,4	14	36,5
20	32	32	31,4	16	36,5
22	36	36	35,2	18	41,6
24	36	36	35,2	20	41,6
27	41	41	40,	20	47,3
30	46	46	45,2	25	53,1
36	55	55	54,0	30	63,5
42	65	65	64,0	31	75,0
48	75	75	74,0	40	86,5

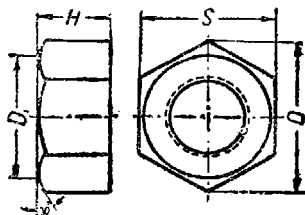
1. Профиль резьбы по ОСТ 32.
2. Материал — железо (сталь).
3. Пример обозначения черной шестигранной гайки для болта 20 мм
Гайка черн шестгр. М 20 ОСТ 146

 6-е издание
 Июль 1931

 Утвержден Комитетом по Стандартизации при Совете Труда и Оборона 9 декабря 1927 года
 как рекомендуемый

С С С Ф Совет Труда и Оборона Комитет по Стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 147
	ГАЙКИ ЧЕРНЫЕ шестигранные, $H \sim 0,8 d$, для болтов с резьбой Витворта, диаметром от $1/16''$ до $2''$	

МБИ (И.В.): 621.955.1



мм

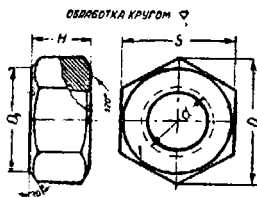
Диаметр болта (дюймы)	S	S наиб	S наим	H	D ~
	11	11	10,6	5	12,7
$3/16$	14	14	13,5	6	16,2
$1/8$	17	17	16,5	8	19,6
$1/4$	22	22	21,4	10	25,4
$5/16$	27	27	26,4	12	31,2
$3/4$	32	32	31,4	16	36,9
$7/8$	35	35	35,2	18	41,6
1	41	41	40,2	20	47,3
$1 1/8$	46	46	45,2	25	53,1
$1 1/4$	50	50	49,2	25	57,7
$1 1/2$	60	60	59,0	35	69,3
$1 3/4$	70	70	69,0	35	80,8
2	80	80	79,0	40	92,4

1. Профиль резьбы по ОСТ 33-а и 33-б

2. Материал—железо (сталь)

3. Пример обозначения черной шестигранной гайки для болта $3/16''$
Гайка черн. шестигр. $3/16''$ ОСТ 147С.с. издание
Июль 1931Утвержден Комитетом по Стандартизации при Совете Труда и Оборона 9 декабря 1927 года
как обязательный с 1 января 1929 года

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	OCT 1744
	ГАЙКИ ЧИСТЫЕ шестигранные с двумя фасками, $H \approx 0,8d$, для болтов с метрической резьбой, диам. от 2,6 мм до 48 мм	МБИ (И.В.) 661995
		Металл



Пример обозначения гайки для болта диам 20 мм
 ГАЙКА ЧИСТАЯ М 20 OCT 1744

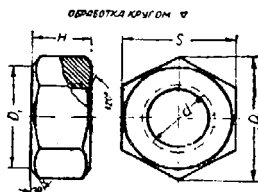
мм

Диаметр болта	Размер "под ключ"		H	D ≈	D ₁ ≈
	S мм = S наиб	S мм.н			
2,6	5	4,8	2,6	6,8	4,8
3	6	6,8	3	6,9	5,8
4	8	7,8	4	9,2	7,8
5	9	8,8	4,5	10,4	8,8
6	11	10,8	5	12,7	10,5
8	14	13,8	6,5	16,2	13,5
10	17	16,8	8	19,6	16,6
12	22	21,75	10	25,4	21
14	22	21,76	11,5	25,4	21
16	27	26,76	13	31,2	26
18	32	31,7	14,5	36,9	31
20	32	31,7	16	36,9	31
22	36	35,7	18	41,6	34
24	36	36,7	20	41,6	34
27	41	40,7	22	47,3	39
30	46	46,7	25	63,1	44
36	56	54,6	28	63,5	53
42	66	64,6	32	75	62
48	76	74,6	38	86,5	72

1. Резьба по OCT 94 и OCT 32.
2. Материал — железо (сталь)
3. Размер // наименьший допустимый

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1745
	ГАЙКИ ЧИСТЫЕ шестигранные с двумя фасками, $H \approx 0,8d$, для болтов с резьбой Витворта, диам. от $\frac{1}{4}$ " до 2"	
	МБИ (И.В.): 621.995 Metall	



Пример обозначения гайки для болта диам. $\frac{3}{4}$ "

ГАЙКА ЧИСТЯЯ $\frac{3}{4}$ " ОСТ 1745

М.М.

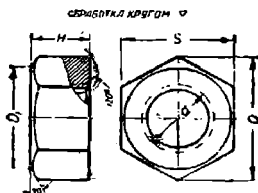
Диаметр болта (дюймы)	Размер „под ключ“		H	D ≈	D ₁ ≈
	S _{ном} = S _{наиб}				
$\frac{1}{4}$		10,8			10,3
$\frac{5}{16}$	14	13,8	6,5	16,2	13,5
$\frac{3}{8}$	17	16,8	8	19,6	16,5
$\frac{1}{2}$	22		10		
	27	26,75	13	31,2	
	32	31,7	16	36,9	31
	36	35,7		41	34
	41	40,7	20	47,3	39
	46	45,7	22	53,1	44
	60	49,7	25	57,7	48
	$1\frac{1}{8}$	60	59,6	30	69,3
	70	69,6	35	80,8	67
	2	80	79,6		92,4

1. Резьба по ОСТ 33-а и 33-б.
2. Материал — железо (сталь)
3. Размер H наименьший допустимый.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

УДКУ
(ДУТ)

СССР Совет труда и обороны Комитет по Стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1746
	ГАЙКИ ЧИСТЫЕ шестигранные с одной фаской, $H \approx 0,8d$, для болтов с метрической резьбой, диам. от 2,6 мм до 48 мм	
	МБИ (П.В.): 621.925 Металл	



Пример обозначения гайки для болта диам. 20 мм

ГАЙКА ЧИСТАЯ М20 ОСТ 1746

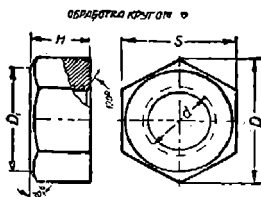
мм

Диаметр болта	Размер „под ключ“		H	D ≈	D ₁ ≈
	S мм = S клещ	S мм = S			
2,6	6	4,8	2,6	6,8	4,8
3	6	5,8	3	6,9	5,8
4	8	7,8	4	9,2	7,8
5	9	8,8	4,5	10,4	8,8
6	11	10,8	5	12,7	10,5
8	14	13,8	6,5	16,2	13,6
10	17	16,8	8	19,6	16,5
12	22	21,75	10	25,4	21
14	22	21,75	11,5	25,4	21
16	27	26,75	13	31,2	26
18	32	31,7	14,5	36,9	31
20	32	31,7	16	36,9	31
22	36	35,7	16	41,6	34
24	36	35,7	20	41,6	34
27	41	40,7	22	47,3	39
30	46	45,7	25	53,1	44
36	55	54,6	28	63,5	53
42	65	64,6	32	75	62
48	75	74,6	38	86,5	72

1. Резьба по ОСТ 94 и ОСТ 32.
2. Материал — железо (сталь).
3. Размер H наименьший допустимый.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

С С С Р Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1747
	ГАЙКИ ЧИСТЫЕ шестигранные с одной фаской. $H \approx 0,8 d$, для болтов с резьбой Витворта. диам. от $\frac{1}{4}$ " до 2"	
	МБИ (И.В.): 621.995	
Металл		



Пример обозначения гайки для болта диам. $\frac{3}{16}$ ":

ГАЙКА ЧИСТАЯ $\frac{3}{16}$ " ОСТ 1747

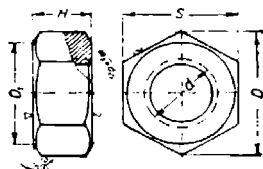
мм

Диаметр болта (дюймы)	Размер „под ключ“		H	D \approx	D ₁ \approx
	S ном. = S наиб	S наим			
$\frac{1}{4}$	11	10,8	6	12,7	10,5
$\frac{3}{16}$	14	13,8	6,6	16,2	13,5
$\frac{1}{8}$	17	16,6	8	19,8	16,6
$\frac{1}{2}$	22	21,75	10	25,4	21
$\frac{5}{8}$	27	26,75	13	31,3	26
$\frac{3}{4}$	32	31,7	16	36,9	31
$\frac{7}{8}$	36	35,7	18	41,6	34
1	41	40,7	20	47,3	39
$1\frac{1}{8}$	46	45,7	22	53,1	44
$1\frac{1}{4}$	60	49,7	26	67,7	48
$1\frac{1}{2}$	60	59,6	30	69,3	57
$1\frac{3}{4}$	70	69,6	36	80,8	67
2	80	79,6	40	92,4	77

1. Резьба по ОСТ 33-а и ОСТ 88-б.
2. Материал — железо (сталь).
3. Размер H наименьший допустимый.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

С С С Р Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1748
	ГАЙКИ ПОЛУЧИСТЫЕ шестигранные с двумя фасками, $H \approx 0,8 a$, для болтов с метрической резьбой, диам. от 6 мм до 48 мм	МБИ (И.Л.В): 621995
		Металл



Пример обозначения гайки для болта диам 20 мм:
ГАЙКА ПОЛУЧИСТАЯ М20 ОСТ 1748

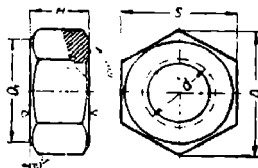
Диаметр болта	Размер, под ключ		H	D ≈	D ₁ ≈
	S ном = S ном	S ном			
6	11	10,6	5	12,7	10,5
8	14	13,5	6,5	16,2	13,5
10	17	16,5		19,6	16,5
12	22	21,4	10	25,4	21
14	22	21,4	11,5	25,4	21
16	27	26,4	13	31,2	26
18	32	31,4	14,5	36,9	31
20	32	31,4	16	36,9	31
22	36	35,2	18	41,6	34
24	36	35,2	20	41,6	34
27	41	40,2	22	47,3	39
30	46	45,2	25	53,1	44
36	55	64,0	28	63,5	53
42	65	64,0	32	75	62
48	75	74,0	38	86,5	72

1. Резьба по ОСТ 94 и ОСТ 32.
2. Материал — железо (сталь).
3. Размер H наименьший допустимый.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

УДМУТ
(ДИТ)

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1749
	ГАЙКИ ПОЛУЧИСТЫЕ шестигранные с двумя фасками. $H \approx 0,8d$, для болтов с резьбой Витворта, диам от $1/4"$ до 2"	
	МБИ(И.В.):621.995	
		Металл



Пример обозначения гайки для болта диам $1/4"$

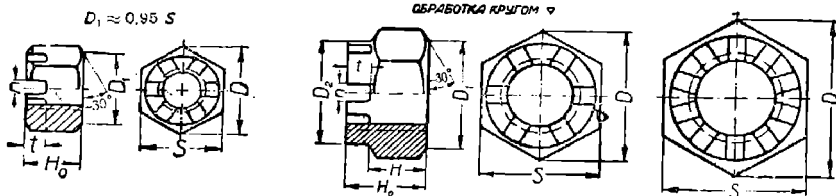
ГАЙКА ПОЛУЧИСТАЯ $1/4"$ ОСТ 1749

Диаметр болта (дюймы)	Размер под ключ		H	D ≈	D ₁ ≈
	S ном ≈ S	±δ			
$1/4$		10,6	8	12,7	10,5
$5/16$	14	13,5	6,5	16,2	13,5
$3/8$		16,5	8	19,6	16,5
$1/2$	22	21,4	10	26,4	21
$5/8$	27	26,4		31,2	26
$3/4$	32	31,4		36,9	31
$7/8$	36	35,2	18	41,5	34
	41	40,2	20	47,3	39
	46	45,2	22	53,1	44
$1 1/4$	60	49,2		67,7	48
$1 1/2$	60	59,0	30	69,3	
	70	69,0	35	80,8	67
	80	79,0	40	92,4	

- 1 Резьба по ОСТ 33-а и ОСТ 33-б.
2. Материал — железо (сталь)
3. Размер H наименьший допустимый.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 6 июля 1930 г.
 как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

С С С Р Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1750
	ГАЙКИ ЧИСТЫЕ шестигранные корончатые для болтов с метрической резьбой, диам. от 4 мм до 48 мм	МБИ (И.В.): 621.995
		Металл

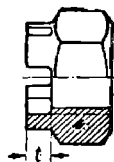


Пример обозначения гайки чистой шестигранной корончатой для болта диам. 20 мм:

ГАЙКА ЧИСТАЯ КОРОНЧАТАЯ М 20 ОСТ 1750

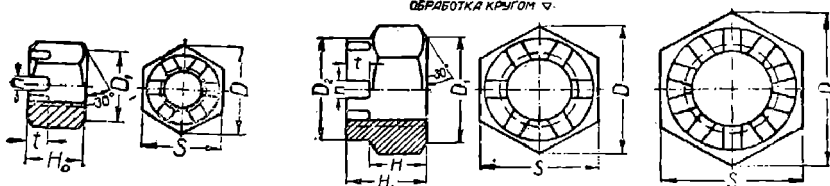
Диам болта	Размер под ключ*		H ₀		D	D ₂			Число проф- вей	Шплинт
	S _{ном} = — S _{клуб}	S _{клуб}								
4	8	7,8	6	—	9,2	—	1,2	2,5	6	1 × 12
5	9	8,8	7	—	10,4	—	1,2	2,5		1 × 12
6	11	10,8	8	—	12,7	—	2	3		1,6 × 16
8	14	13,8	10	—	16,2	—	2,5	3,5		2 × 20
10	17	16,8	12	—	19,6	—	2,5	4		2 × 26
12	22	21,75	15	10	25,4	20	3,5	5		3 × 30
14	22	21,75	16,5	11,5	25,4	20	3,5	5		3 × 30
16	27	26,75	19	13	31,2	25	4,5	6		4 × 35
18	32	31,7	20,5	14,5	36,9	30	4,5	6		4 × 40
20	32	31,7	22	16	36,9	30	4,5	6		4 × 40
22	36	35,7	25	18	41,6	34	6	7		5 × 45
24	36	35,7	27	20	41,6	34	6	7		5 × 45
27	41	40,7	30	22	47,3	38	6	8		5 × 50
30	46	45,7	34	25	53,1	42	7	9		6 × 60
36	55	54,6	38	28	63,5	50	7	10	10	6 × 70
42	65	64,6	44	32	75	67	9	12		8 × 80
48	75	74,6	50	38	86,5	65	9	12		8 × 90

1. Материал — железо (сталь)
2. Резьба по ОСТ 94 и 32.
3. Размеры „под ключ“ по ОСТ 95-а.
4. Шплинты по ОСТ 150.
5. Размер H₀ наименьший допустимый.
6. Допускается выполнение гаек с рассверливанием коронки на глубину t (см. черт.).



Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для новых проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

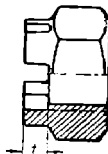
СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1751
	ГАЙКИ ЧИСТЫЕ шестигранные корончатые для болтов с резьбой Витворта. diam. от 1/4" до 2"	МБИ (И.В.): 621.995 Металлы

 $D_1 \approx 0.95S$


пример обозначения гайки чистой шестигранной корончатой для болта diam. 3/4"
ГАЙКА ЧИСТАЯ КОРОНЧАТАЯ 3/4" ОСТ 1751

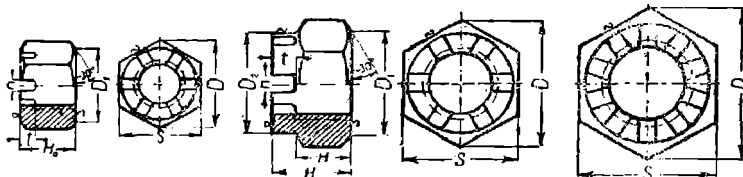
Диаметр болта (дюймы)	Размер „под ключ“		H_0	H	D	D_1			Чис ло про- ре- зья	Шплицы
	$S_{\text{ком}} = S_{\text{наиб}}$	$S_{\text{наим}}$								
1/4	11	10,8	8	—	12,7	—	2	3	6	1,5 × 15
5/16	14	13,8	10	—	16,2	—	2,5	3,5		2 × 20
3/8	17	16,8	12	—	19,6	—	3	4		2,5 × 25
1/2	22	21,76	15	10	25,4	20	3,5	5		3 × 30
5/8	27	26,75	18	13	31,2	25	4,5	6		4 × 35
3/4	32	31,7	22	15	36,9	30	4,5	6		4 × 40
7/8	36	35,7	25	18	41,6	34	6	7		5 × 45
1	41	40,7	28	20	47,3	38	6	8		6 × 50
1 1/8	46	45,7	32	22	53,1	42	7	9		6 × 60
1 1/4	50	49,7	35	25	57,7	46	7	10		6 × 60
1 1/2	60	59,6	42	30	69,3	56	9	12	8 × 70	
1 3/4	70	69,6	48	35	80,8	62	9	12	8 × 80	
2	80	79,6	52	40	92,4	70	9	12	8 × 90	

1. Материал — железо (сталь).
2. Резьба по ОСТ 93-а и ОСТ 93-б.
3. Размеры „под ключ“ по ОСТ 95-а.
4. Шплицы по ОСТ 160.
5. Размер H_0 наименьший допустимый.
6. Допускается выполнение гаек с рас-
сверливанием коронки на глубину t (см. черт.)



Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 6 июля 1930 г.
 как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь прое-
 тируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

С С С Р Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1752
	ГАЙКИ ПОЛУЧИСТЫЕ шестигранные корончатые для болтов с метрической резьбой, диам. от 4 мм до 48 мм	МБИ (М.В.): 621.995
		Металл

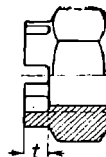
 $D_1 \approx 0,95 S$


Пример обозначения гайки чистой корончатой шестигранной для болта диам. 20 мм:
ГАЙКА ПОЛУЧИСТАЯ КОРОНЧАТАЯ М 20 ОСТ 1752

мм

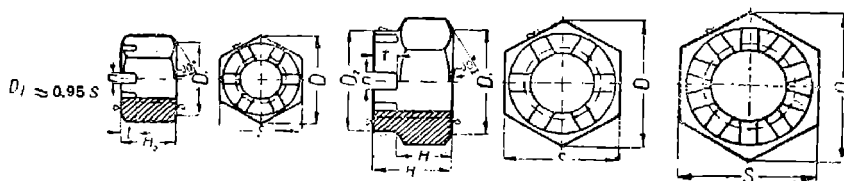
Диам. болта	Размер „под ключ“		H	D	D ₁	t	Число проре- зай	Шплицт	
	S _{ном} = S _{наиб}	S _{наим}							
4	8	7,6	6	—	9,2	—	1,2	2,5	1 × 12
5	9	8,6	7	—	10,4	—	1,2	2,5	1 × 12
6	11	10,6	8	—	12,7	—	2	3	1,5 × 15
8	14	13,5	10	—	16,2	—	2,5	3,5	2 × 20
10	17	16,5	12	—	19,6	—	2,5	4	2 × 25
12	22	21,4	15	10	26,4	20	3,5	5	3 × 30
14	22	21,4	16,5	11,5	26,4	20	3,5	5	3 × 30
16	27	26,4	19	13	31,2	25	4,5	6	4 × 35
18	32	31,4	20,5	14,5	36,9	30	4,5	6	4 × 40
20	32	31,4	22	16	36,9	30	4,5	6	4 × 40
22	36	35,2	25	18	41,6	34	6	7	5 × 45
24	36	35,2	27	20	41,6	34	6	7	5 × 45
27	41	40,2	30	22	47,3	38	6	8	5 × 50
30	46	45,2	34	25	53,1	42	7	9	6 × 60
36	55	54,0	38	28	63,5	50	7	10	6 × 70
42	65	64,0	44	32	76	67	9	12	8 × 80
48	75	74,0	50	38	86,5	65	9	12	8 × 90

1. Материал — медь (сталь)
2. Резьба по ОСТ 94 и 32.
3. Резьба по ОСТ 94 и 32.
4. Шплицты по ОСТ 150.
5. Размер H_0 наименьший допустимый
6. Допускается выполнение гаек с рассверливанием коронки на глубину t (см. черт.).



Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

С С С Р Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1753
	ГАЙКИ ПОЛУЧИСТЫЕ шестигранные корончатые для болтов с резьбой Витворта, диам. от $\frac{1}{4}$ " до 2"	МБИ(Л.В.):621.995
		Металл



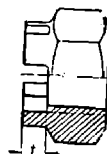
Пример обозначения гайки шестигранной корончатой для болта диам. $\frac{3}{16}$ "

ГАЙКА ПОЛУЧИСТАЯ КОРОНЧАТАЯ $\frac{3}{16}$ " ОСТ 1753

мм

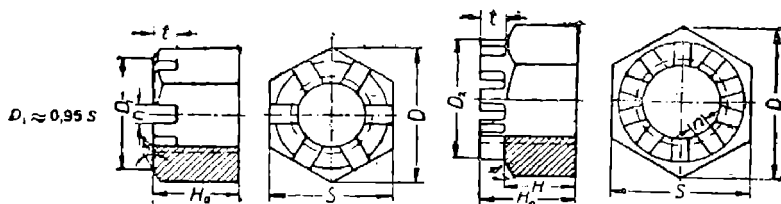
Диаметр болтов дюймов.	Размер „под ключ“		H_0	H	D_0	n		Число прорезей	Шплинт
	$S_{\text{ном}} = S_{\text{наиб}}$	$S_{\text{наим}}$							
$\frac{1}{4}$	11	10,6	6	—	12,7	—	2	3	1,5 × 16
$\frac{5}{16}$	14	13,5	10	—	16,2	—	2,5	3,5	2 × 20
$\frac{3}{8}$	17	16,5	12	—	19,6	—	3	4	2,5 × 25
$\frac{1}{2}$	22	21,4	15	10	25,4	20	3,5	5	3 × 30
$\frac{5}{8}$	27	26,4	19	13	31,2	25	4,5	6	4 × 35
$\frac{3}{4}$	32	31,4	22	16	36,9	30	4,5	6	4 × 40
$\frac{7}{8}$	36	35,2	25	18	41,6	34	6	7	5 × 45
1	41	40,2	28	20	47,3	38	6	8	5 × 50
$1\frac{1}{8}$	46	46,2	32	22	53,1	42	7	9	6 × 60
$1\frac{1}{4}$	50	49,2	35	25	57,7	46	7	10	6 × 60
$1\frac{1}{2}$	60	59,0	42	30	69,3	55	9	12	8 × 70
$1\frac{3}{4}$	70	69,0	48	35	80,8	62	9	12	8 × 80
2	80	79,0	52	40	92,4	70	9	12	8 × 90

1. Материал — железо (сталь)
2. Резьба по ОСТ 33 а и ОСТ 33-б
3. Размеры „под ключ“ по ОСТ 95-а.
4. Шплинты по ОСТ 150.
5. Размер H_0 наименьший допустимый
6. Допускается выполнение гаек с рассверливанием коронки на глубину t (см черт.)



Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящегося в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

С С С Р Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1754
	ГАЙКИ ЧЕРНЫЕ шестигранные корончатые для болтов с метрической резьбой, diam. от 6 мм до 48 мм	МБИ(И.И.В.) 621 995
		Металл



Пример обозначения гайки черной шестигранной корончатой для болта diam. 20 мм

ГАЙКА ЧЕРНАЯ КОРОНЧАТАЯ М 20 ОСТ 1754

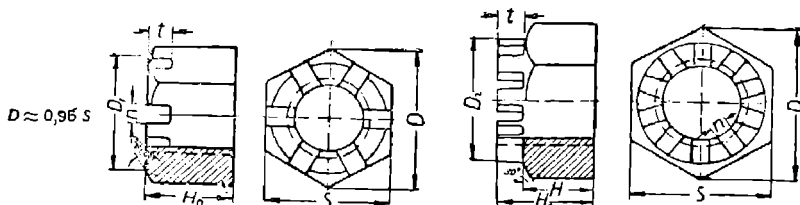
мм

Диаметр болта	Размер „под ключ“		H_0	H	$D \approx$	D_2	n		Число прорезей	Шплицт
	$S_{ном} \approx$ $= S_{наиб}$	$S_{ном}$								
6	11	10,6	8	—	12,7	—	2	3	6	1,5 × 15
8	14	13,5	10	—	16,2	—	2,5	3,5		2 × 20
10	17	16,5	12	—	19,6	—	2,5	4		2 × 25
12	22	21,4	15	—	25,4	—	3,5	5		3 × 30
14	22	21,4	16,5	—	25,4	—	3,5	5		3 × 30
16	27	26,4	19	—	31,2	—	4,5	6		4 × 35
18	32	31,4	20,5	—	36,9	—	4,5	6		4 × 40
20	32	31,4	22	—	36,9	—	4,5	6		4 × 40
22	36	35,2	25	—	41,6	—	6	7		6 × 45
24	36	35,2	27	—	41,6	—	6	7		6 × 45
27	41	40,2	30	—	47,3	—	6	8		5 × 50
30	46	45,2	34	—	53,1	—	7	9		6 × 60
36	55	54	38	28	63,5	60	7	10	10	6 × 70
42	65	64	44	32	75	57	9	12		8 × 60
48	75	74	60	38	86,5	65	9	12		8 × 90

- 1 Материал — железо (сталь).
- 2 Резьба по ОСТ 32.
- 3 Размеры „под ключ“ по ОСТ 95 в.
- 4 Шплицты по ОСТ 150.
- 5 Допускается получение прорезей штамповкой.
- 6 Размер H_0 наименьший допустимый.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1755
	ГАЙКИ ЧЕРНЫЕ шестигранные корончатые для болтов с резьбой Витворта, диам от 1/4" до 2"	МБИ(ИВ) 621 995
		Металл



Пример обозначения гайки черной корончатой шестигранной для болта диам. 1/4":

ГАЙКА ЧЕРНАЯ КОРОНЧАТАЯ 1/4" ОСТ 1755

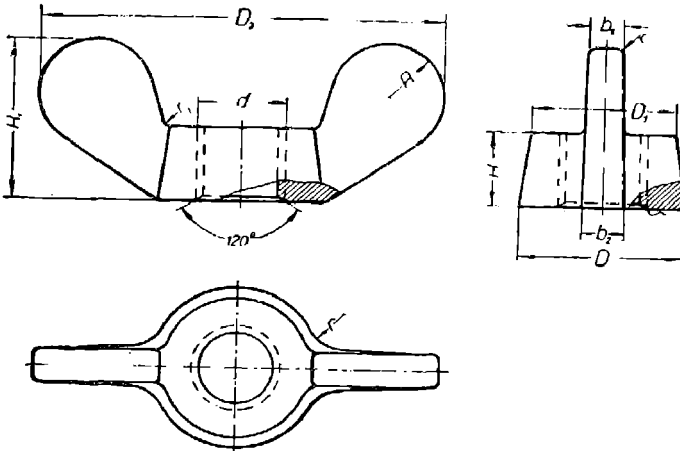
Диаметр болта (дюймы)	Размер „под ключ“		H ₀	H	D ≈	D ₂	a		Число прорезей	Шплицт
	S ном. = S наиб	S наим								
1/8		10,6	8	—	12,7	—	2	3	6	1,5 × 15
1/16	14	13,5	10	—	16,2	—	2,6	3,5		2 × 20
3/32	17	16,5	12	—	19,6	—	3	4		2,5 × 20
1/4	22	21,4	15	—	25,4	—	3,5	6		3 × 30
5/16	27	26,4	18	—	31,2	—	4,5	6		4 × 36
3/8	32	31,4	22	—	36,9	—	4,5	6		4 × 40
1/2	36	35,2	25	—	41,6	—	6	7		5 × 45
	41	40,2	28	—	47,3	—	6	8		5 × 50
1 1/8	46	45,2	32	—	53,1	—	7	9		6 × 60
	51	49,2	35	—	57,7	—	7	10		6 × 60
1 1/4	60	59	42	30	69,3	56	9	12	10	8 × 70
	70	69	48	35	80,8	62	9	12		8 × 80
2	80	79	52	40	92,4	70	9			8 × 90

1. Материал — железо (сталь)
2. Резьба по ОСТ 33-а и 33-б.
3. Размеры „под ключ“ по ОСТ 95-а.
4. Шплицты по ОСТ 150.
5. Допускается получение прорезей штамповкой.
6. Размер H₀ наименьший допустимый.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 6 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций, а для вновь проектируемых конструкций — с 1 января 1931 г.

С С С Р Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 2070
	ГАЙКИ БАРАШКИ для болтов с резьбой метрической диам. от 4 мм до 24 мм Размеры	
	МБИ(ИВ) 621 995 Металл	

Если стандартом изделия не установлено обязательное применение гайки-барашки с метрической резьбой, то поставка последних производится только по соглашению сторон



Пример обозначения гайки-барашки для болта диам. 20 мм

БАРАШЕК М 20 (ОСТ 2070)

	мм									
d	4	5	6	8	10	12	16	20	24	
D	8	10	12	15	18	22	30	35	45	
D ₁	7	8	10	13	15	19	26	30	38	
D ₂	24	28	32	40	48	58	72	84	103	
H	4	5	6	8	10	12	14	16	20	
H ₁	10	12	14	18	22	27	32	38	48	
R	4	5	5,5	6	7	8,5	10	11,5	15	
b ₁	1,5	2	2,5	3	3,5	4	6	7	9	
b ₂	2	2,5	3	3,5	4	5	7	8	11	
r	2	2,5	3	4	4,5	6	7	9	11	
r ₁			—	—	1	1	1	1,5	2,5	

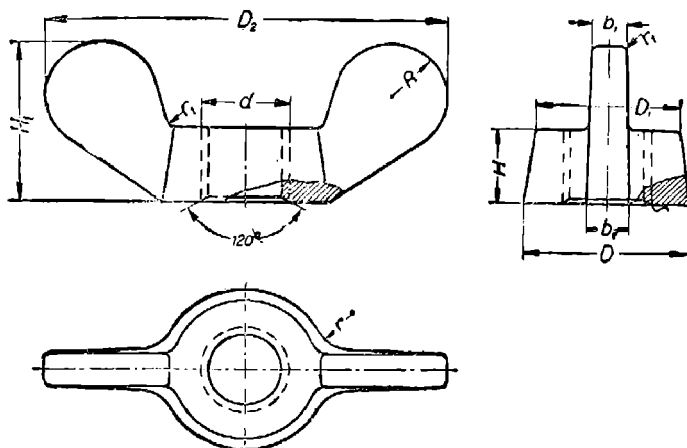
† Материал — сталь, ковкий чугун и в исключительных случаях, цветные литье (бронза, латунь)

Резьба по ОСТ 32 и ОСТ 94.

Февраль 1981

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете Труда и обороны 5 августа 1980 г.
нан обязательный с 1 апреля 1981 г.

С С С Р Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 207
	ГАЙКИ-БАРАШКИ для болтов с резьбой Витворта, диам. от $\frac{1}{4}$ " до 1" Размеры	
	МБИ (И.В.В.) 621 995	
Металл		



Пример обозначения гайки-барашка для болта диам $\frac{3}{16}$ ":

БАРАШЕК $\frac{3}{16}$ " ОСТ 2071

	$\frac{1}{4}$ "	$\frac{3}{16}$ "	$\frac{1}{2}$ "	$\frac{3}{8}$ "	$\frac{7}{16}$ "	$\frac{1}{2}$ "	$\frac{3}{4}$ "	
<i>D</i>	12	15	18	22	30	35	40	45
<i>D</i> ₁	10	13	15	19	26	30	34	38
<i>D</i> ₂	32	40	48	58	72	84	96	108
<i>H</i>	6	8	10	12	14	16	18	20
<i>H</i> ₁	14	18	22	27	32	38	42	48
<i>R</i> ≈	6,5	6	7	8,5	10	11,5	13	16
<i>b</i> ₁	2,5	3	3,5	4	6	7	8	8
<i>b</i> ₂	3	3,5	4	6	7	8	10	
<i>r</i>	3	4	4,5	6	7	8	10	11
<i>r</i> ₁	—		1	1	1	1,5	2	2,5

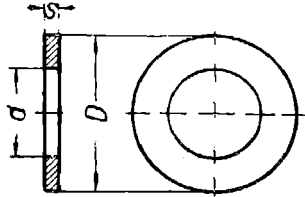
1. Материал — сталь, ковкий чугун, в исключительных случаях, цветное литье (бронза, латунь)

2. Резьба по ОСТ 33-а или по ОСТ 33-б.

Февраль 1931

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 августа 1930 г.
как обязательный с 1 апреля 1931 г.

СССР Совет Труда и Оборона Комитет/ по Стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 148
	ШАЙБЫ ЧЕРНЫЕ под шестигранные гайки с метрической резьбой. диаметром от 6 мм до 48 мм	МБИ (П.В.) 621.995.1



мм

Диаметр болта	D	d	
6	16	7	1,5
8	18	9	1,5
10	22	11	2
12	28	14	2
14	28	16	3
16	34	16	3
18	40	20	3
20	40	22	4
22	46	24	4
24	46	26	4
27	52	29	6
30	56	33	6
36	68	39	6
42	80	48	6
48	90	57	6

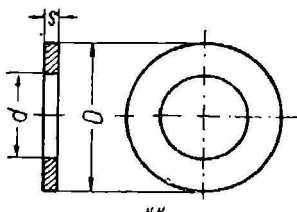
1. Материал — железо сталь

2. Пример обозначения черной шайбы под шестигранную гайку с отверстием 20 мм (диаметр болта 16 мм)

Шайба черн. 20 ОСТ 148

Утвержден Комитетом по Стандартизации при Совете Труда и Оборона 9 декабря 1927 года
как рекомендуемый

С С С Р Совет Труда и Оборона Комитет по Стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 149
	ШАЙБЫ ЧЕРНЫЕ под шестигранные гайки с резьбой Витворта, диаметром от 1/4" до 2"	



Диаметр болта (дюймы)	D	d	
1/4	16	8	1.5
5/16	18	9	1.5
	22		2
	28	14	2
3/8	34	18	3
	40	22	3
7/8	46	24	4
1	52	28	4
	56	31	5
1 1/4	62	34	5
1 1/2	75	41	6
1 3/4	85	48	8
2	100	65	8

1. Материал—железо (сталь)

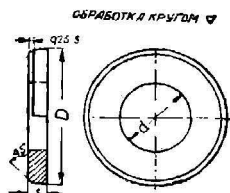
2. Пример обозначения черной шайбы под шестигранную гайку с отверстием 22 мм (диаметр болта 3/8"): Шайба черн. 22 ОСТ 149

6-е издание
Июль 1931

Утвержден Комитетом по Стандартизации при Совете Труда и Оборона 9 декабря 1927 года
иан обязательный с 1 января 1929 года.

НЕ
УДУИТ
(ДИТ)

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1756
	ШАЙБЫ ЧИСТЫЕ под шестигранные гайки	МБИ (И.В.): 621.995
		Металл



Пример обозначения шайбы с отверстием 19 мм (для болта 18 мм):

ШАЙБА ЧИСТАЯ 19 ОСТ 1756

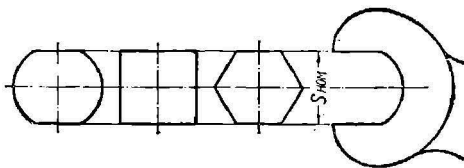
Диаметры болтов		Размеры шайб		
дюймы	мм	D	d	s
	2,6	7	2,8	0,5
	8	8	3,2	0,6
	4	10	4,3	0,8
	6	12	5,5	1
	6	14	6,5	1,5
1/4		16	7	1,5
3/16	6	18	8,5	1,5
1/4		22	10	2
	10	22	10,5	2
	12	28	12,5	2
1/2		28	13,5	2
	14	28	14,5	3
3/8	16	34	16,5	3
	18	40	19	3

Диаметры болтов		Размеры шайб		
дюймы	мм	D	d	s
1/4		40	20	3
	20	40	21	4
3/8	22	46	23	4
	24	46	25	4
1		52	27	4
	27	52	28	6
1 1/8		56	30	6
	30	56	31	6
		52	33	6
	36	68	38	6
1 1/2		75	40	6
	42	80	44	6
1 3/4		85	48	8
	48	90	50	8
2		100	53	8

Материал — железо (сталь)

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 6 июля 1930 г. как обязательный с 1 июля 1931 г. для находящихся в производстве конструкций а для вновь введенных конструкций — с 1 января 1931 г.

С С С Р Совет Труда и Оборона Комитет по Стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 95-а
	Отверстие (зев) ключа и размер „под ключ“ Номинальные размеры и допуски	МБИ (И.Л.В.): 621.8



мм

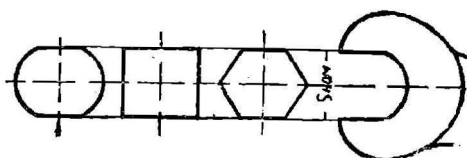
Номинальный размер S	Отверстие (зев) ключа		Размер „под ключ“		
	наибольшее	наименьшее	наибольший	наименьший	
				чистых изделий	черных изделий
5	5,2	5,1	5	4,8	—
6	6,2	6,1	6	5,9	—
7	7,2	7,1	7	6,8	—
8	8,2	8,1	8	7,8	7,6
9	9,2	9,1	9	8,8	8,6
(10)	10,2	10,1	10	9,8	9,6
11	11,3	11,1	11	10,8	10,6
(12)	12,3	12,1	12	11,8	11,6
14	14,3	14,1	14	13,8	13,5
17	17,3	17,1	17	16,8	16,5
19	19,3	19,1	19	18,75	18,5
22	22,4	22,2	22	21,75	21,4
(24)	24,4	24,2	24	23,75	23,4
27	27,4	27,2	27	26,75	26,4
(30)	30,4	30,2	30	29,75	29,4
32	32,4	32,2	32	31,7	31,4
36	36,5	36,2	36	35,7	35,2
41	41,5	41,2	41	40,7	40,2
46	46,5	46,2	46	45,7	45,2
50	50,5	50,2	50	49,7	49,2
55	55,6	55,3	55	54,6	54,0
60	60,6	60,3	60	59,6	59,0
65	65,6	65,3	65	64,6	64,0
70	70,6	70,3	70	69,6	69,0
75	75,6	75,3	75	74,6	74,0
80	80,6	80,3	80	79,6	79,0

Примечание: Размеры, поставленные в скобки, по возможности не применять

Июнь 1928

Утвержден Комитетом по Стандартизации при Совете Труда и Оборона 23 июня 1927 года, как обязательный с 1 января 1929 года.

С С С Р Совет Труда и Оборонь Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАР-	ОСТ 95-6
	Отверстие (зев) ключа и размер „под ключ“	МБИ (Л.В.) 6218



Номинальный размер = S	Отверстие (зев) ключа		Размер „под ключ“		
	наибольшее	наименьшее	наибольший	наименьший	
				чистые изделия	черные изделия
85	85,8	85,4	86	87,4	83,8
90	90,8	90,4	90	89,4	88,8
95	96,8	95,4	95	94,4	83,8
100	100,8	100,4	100	99	98,8
105	105,8	105,4	105	104,4	103,8
110	110,8	110,4	110	109,4	108,8
115	115,8	115,4	115	114,4	113,8
120	120,8	120,4	120	119,4	118,8
125	125,8	125,4	125	124,4	123,8
130	131,0	130,4	130	129,2	128,4
135	136,0	135,4	135	134,2	133,4
140	141,0	140,4	140	139,2	138,4
145	146,0	145,4	145	144,2	143,4
150	151,0	150,4	150	149,2	148,4
155	156,0	155,4	155	154,2	
160	161,0	160,4	160	159,2	
165	166,0	165,4	165	164,2	
170	171,0	170,4	170	169,2	
175	176,0	175,4	175	174,2	
180	181,2	180,4	180	179,0	
185	186,2	185,4	185	184,0	
190	191,2	190,4	190	189,0	
200	201,2	200,4	200	199,0	
210	211,2	210,4	210	209,0	
220	221,2	220,4	220	219,0	
230	231,2	230,4	230	229,0	
240	241,2	240,4	240	239,0	
250	251,2	250,4	250	249,0	

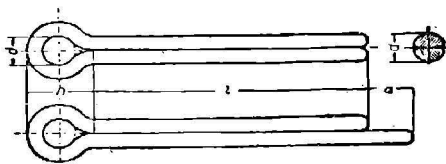
Для S < 86 мм см. ОСТ 95-а

Июль 1929

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете Труда и Оборонь 20 апреля 1929 года
 как обязательный с 1 января 1930 года

МБ
 УДУИТ
 (ДИТ)

С С С Р Совет Труда и Оборона Комитет по Стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 150
	ШПЛИНТЫ РАЗВОДНЫЕ проволочные	МБИ (Ц.В.) 621.995.1



для диаметров до 2,5 мм
включительно

для диаметров, начиная
с 3 мм и выше

Условный диаметр шплинта (диаметр отверстия)	1	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12		
a	0,8	1,3	1,8	2,2	2,7	3,6	4,6	5,6	7,5	9,5	11,5		
b	2	3	4	5	6	8	10	12	16	20	24		
c	—	—	—	—	4	5	5	6	7	8	10		
Длина шплинта l	6												
	8	8											
	10	10											
	12	12	12										
		15	15	15	15								
		20	20	20	20	20							
			25	25	25	25							
			30	30	30	30	30						
					35	35	35	35					
					40	40	40	40					
						45	45	45	45				
						50	50	50	50				
							60	60	60	60			
								70	70	70	70		
									80	80	80	80	
										90	90	90	
										100	100		
											120		
												140	
													160

1. Материал — железо, латунь.

2. Пример обозначения шплинта разводного железного, с условным диаметром 6 мм и длиной 70 мм:

Шплинт разв. железн. 6x70 ОСТ 150

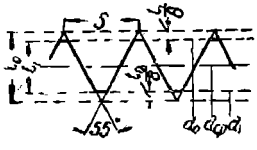
1-е издание
Июль 1937

Утвержден Комитетом по Стандартизации при Совете Труда и Оборона 9 декабря 1927 года, как обязательный с 1 января 1929 года

УДМУТ
(ДНП)

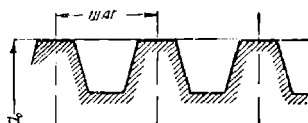
РЕЗЬБА ЛЕВЕНГЕРЦА

для точной механики, оптики и электротехники; в СССР, Германии и Австрии распространена как резьба для точной механики. Первоначально предлагалась как остроугольная резьба; на конгрессе в Мюнхене в 1892 г. была принята для Германии с притуплением нарезки по прямой для нужд точной механики. В СССР эта резьба заменяется ОСТ 94 и ОСТ 32.
($53^{\circ}8'$ = угол при вершине вписанного в квадрат равнобедренного треугольника)

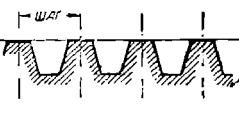
	Наружн. диамстр. . .	d_0							
	Внутренн. диаметр.	d_1	$d_0 - 2t; d_0 - 1,5 \cdot s$						
	Средний диаметр. .	d_{cp}	$\frac{1}{2}(d_0 + d_1);$ $d_0 - 0,75 \cdot s$						
	Шаг = глубине нарезки до острого края.	$s = t_0$	$25,4 : n$						
	Глубина нарезки. .	t_1	$0,75 t_0; 0,75 \cdot s$						
Наружн. диам. d_0 . . мм	1	1,2	1,4	1,7	2	2,3	2,6	3	3,5
Шаг s мм	0,25	0,25	0,3	0,35	0,4	0,4	0,45	0,5	0,6
Внутренн. диам. d_1	0,625	0,825	0,95	1,175	1,4	1,7	1,925	2,25	2,6
Средний диам. d_{cp}	0,812	1,012	1,175	1,437	1,700	2,000	2,262	2,625	3,050
Спиральное сверло под резьбу	0,65	0,85	1	1,2	1,5	1,75	2	2,35	2,7
Размер „под ключ“ S .	3	4	5	5	6	6	7	7	8
Наружн. диам. d_0 . . мм	4	4,5	5	5,5	6	7	8	9	10
Шаг s мм	0,7	0,75	0,8	0,9	1	1,1	1,2	1,3	1,4
Внутренн. диам. d_1	2,95	3,375	3,8	4,15	4,5	5,35	6,2	7,05	7,9
Средний диам. d_{cp} .	3,475	3,937	4,400	4,825	5,250	6,175	7,100	8,025	8,950
Спиральное сверло под резьбу	3,1	3,5	3,9	4,3	4,6	5,5	6,4	7,25	8,2
Размер „под ключ“ S .	8	10	10	12	12	14	14	17	17

С С С Р Всесоюзный комитет по стандартизации при Совете труда и обороны	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 2408
	РЕЗЬБА ТРАПЕЦЕИДАЛЬНАЯ одноходовая, крупная, нормальная, мелкая	МБИ (И.В.):621.881
	Сводная таблица диаметров и шагов	Металл

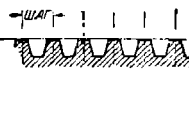
Резьба трапецеидальная
крупная
ОСТ 2409



Резьба трапецеидальная
нормальная
ОСТ 2410



Резьба трапецеидальная
мелкая
ОСТ 2411



Пример обозначения резьбы трапец. одноход. нормальной правой с диам 70 мм и шагом 16 мм
ТРАП 70 × 16 ОСТ 2410

То же для резьбы трапец. трехход. нормальной левой с диам. 90 мм и шагом для одной витки 12 мм
ТРАП 90 × (3 × 12) ЛЕВАЯ ОСТ 2410 или *ТРАП 90 × (3 × 10) ЛЕВ. ОСТ 2410*

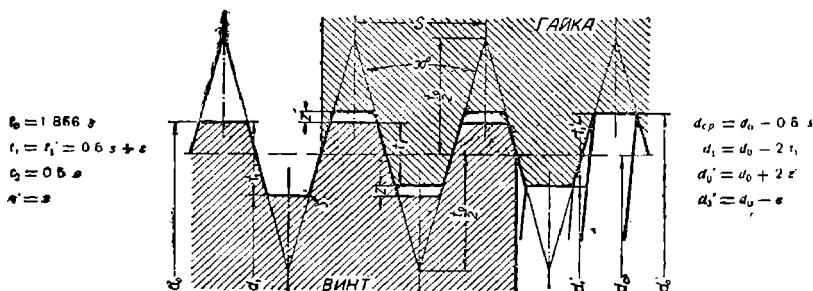
Диаметр d_0	ШАГИ		
	Резьба трапецеидальная одноходовая		
	крупная	нормальн.	мелкая
10	—	3	2
12	—	3	2
14	—	3	2
16	—	4	2
18	—	4	2
(19)	—	4	—
20	—	4	2
22	8	5	2
24	8	5	2
26	8	5	2
28	8	5	2
30	10	6	3
32	10	6	3
(34)	10	6	3
36	10	6	3
(38)	10	6	3
40	10	6	3
(42)	10	6	3
44	12	8	3
(46)	12	8	3
48	12	8	3
50	12	8	3
52	12	8	3
55	12	8	3
(58)	12	8	3
60	12	8	3
(62)	16	10	4
65	16	10	4
(68)	16	10	4
70	16	10	4
(72)	16	10	4
75	16	10	4
(78)	16	10	4
80	16	10	4
(82)	16	10	4
85	20	12	5

Диаметр d_0	ШАГИ		
	Резьба трапецеидальная одноходовая		
	крупная	нормальн.	мелкая
(88)	20	12	5
90	20	12	5
(92)	20	12	5
95	20	12	5
(98)	20	12	5
100	20	12	5
(106)	20	12	5
110	20	12	5
(115)	20	12	5
120	24	16	6
(126)	24	16	6
130	24	16	6
(135)	24	16	6
140	24	16	6
(145)	24	16	6
150	24	16	6
(155)	24	16	6
160	24	16	6
(165)	24	16	6
170	24	16	6
(176)	24	16	6
180	32	20	6
(186)	32	20	6
190	32	20	6
(195)	32	20	10
200	32	20	10
210	32	20	10
220	32	20	10
230	32	20	10
240	40	24	12
250	40	24	12
260	40	24	12
270	40	24	12
280	40	24	12
290	40	24	12
300	40	24	12

Диаметров резьб, поставленных в скобки, по возможности не применять

Утвержден Всесоюзным комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 16 октября 1930 г.
нан обязательный при проектировании новых конструкций машин с 1 января 1931 г

С С С Р Всесоюзный комитет по стандартизации при Совете труда и обороны	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 2409
	РЕЗЬБА ТРАПЕЦЕИДАЛЬНАЯ одноходовая крупная для диаметров от 22 мм до 300 мм	МБИ(Л.В.).621881 Металл



Шаг резьбы s	Глубина резьбы $f_1 = f_1'$	Рабочая высота витка f_2	Зазор $z = z'$	Радиус r	Шаг резьбы s	Глубина резьбы $f_1 = f_1'$	Рабочая высота витка f_2	Зазор $z = z'$	Радиус r
8	4.5	4	0.5	0.25	20	11	10	1	0.6
10	5.5	5	0.5	0.25	24	13	12	1	0.6
12	6.5	6	0.5	0.25	32	17	16	1	0.5
16	9	8	1	0.6	40	21	20	1	0.5

Б о л т		Болт и гайка		Гайка		Б о л т		Болт и гайка		Гайка			
нар.	внут.	Площадь сечения стержня $F_{см^2}$	Средн. диам. резьбы d_{cp}	Шаг резьбы s	Диам. резьбы		нар.	внут.	Площадь сечения стержня $F_{см^2}$	Средн. диам. резьбы d_{cp}	Шаг резьбы s	Диам. резьбы	
					d_0'	d_1'						d_0	d_1
22	13	1.33	19	8	23	14	40	29	6.61	35	10	41	30
24	15	1.77	20	8	25	16	(42)	31	7.56	37	10	43	32
26	17	2.27	22	8	27	18	44	31	7.55	39	12	45	32
28	19	2.84	24	8	29	20	(46)	33	8.55	40	12	47	34
30	19	2.84	25	10	31	20	49	35	9.62	42	12	49	36
32	21	3.46	27	10	33	22	60	37	10.75	44	12	51	38
(34)	23	4.16	29	10	35	24	82	39	11.85	46	12	53	40
36	25	4.91	31	10	37	26	55	42	13.85	49	12	56	43
(38)	27	5.73	33	10	39	28	(58)	45	15.90	52	12	59	46

Утвержден Всесоюзным комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 15 октября 1930 г., как обязательный при проектировании новых конструкций машин с 1 января 1931 г.

Резьба трапецеидальная одноходовая крупная

ОСТ 2409

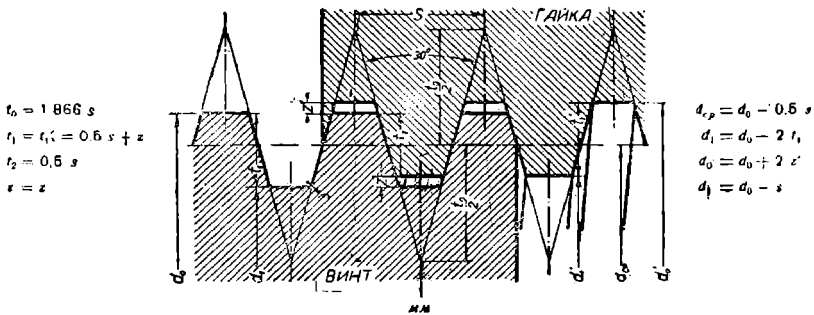
мм

Б о л т			Болт и гайка			Гайка		Б о л т			Болт и гайка		Гайка	
Диам резьбы		Площадь сечения стержня $F_{сж}^2$	Средн. диам резьбы $d_{ср}$	Шаг резьбы s	Диам резьбы		Диам резьбы		Площадь сечения стержня $F_{сж}^2$	Средн. диам резьбы $d_{ср}$	Шаг резьбы s	Диам резьбы		
нар.	внут.				нар.	внут.	нар.	внут.				нар.	внут.	
d_0	d_1				d_0	d_1	d_0	d_1				d_0'	d_1'	
60	47	17,35	54	12	61	48	140	114	102,07	128	24	142	116	
(62)	44	15,21	54	16	64	46	(145)	119	111,22	133	24	147	121	
65	47	17,35	57	16	67	49	150	124	120,76	138	24	152	126	
(68)	50	19,64	60	16	70	52	(155)	129	130,70	143	24	157	131	
70	62	21,24	62	16	72	54	160	134	141,03	148	24	162	136	
(72)	64	22,90	64	16	74	56	(165)	139	151,75	153	24	167	141	
78	67	25,52	67	16	77	59	170	144	162,86	158	24	172	146	
(78)	60	28,27	70	16	80	62	(175)	149	174,37	163	24	177	151	
80	62	30,19	72	16	82	64	180	146	187,42	164	32	182	148	
(82)	64	32,17	74	16	84	66	(185)	151	179,08	169	32	187	153	
86	63	31,17	75	20	87	65	190	156	191,13	174	32	192	158	
(88)	66	34,21	78	20	90	68	(195)	161	203,68	179	32	197	163	
90	68	36,32	80	20	92	70	200	166	216,42	184	32	202	168	
(92)	70	38,48	82	20	94	72	210	176	243,29	194	32	212	178	
95	73	41,85	85	20	97	75	220	186	271,72	204	32	222	188	
(98)	76	45,37	88	20	100	78	230	196	301,72	214	32	232	198	
100	78	47,78	90	20	102	80	240	198	307,91	220	40	242	200	
(105)	83	54,11	95	20	107	85	250	208	339,80	230	40	252	210	
110	88	60,82	100	20	112	90	260	218	373,25	240	40	262	220	
(115)	93	67,93	105	20	117	95	270	228	408,28	250	40	272	230	
120	94	69,40	108	24	122	96	280	238	444,88	260	40	282	240	
(125)	99	76,98	113	24	127	101	290	248	483,05	270	40	292	250	
130	104	84,95	118	24	132	106	300	250	522,79	280	40	302	260	
(135)	109	93,31	123	24	137	111								

1. Диаметров поставленных в скобки, по возможности не применять
2. В случае передачи больших усилий, профиль болта у впадины закругляется радиусом r , причем величины r являются наибольшими допустимыми.
3. Для многоходовых трапецеидальных резьб применяются те же профили, что и для одноходовых.
4. Условные обозначения и сводную таблицу диаметров и шагов резьбы трапеции дальней крупной нормальной в миллий см. ОСТ 2409.

НБ
УДУАНТ
(ДИП)

С С С Р Всесоюзный комитет по стандартизации при Совете труда и обороны	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 2410
	РЕЗЬБА ТРАПЕЦЕИДАЛЬНАЯ	
	одноходовая нормальная для диаметров от 10 мм до 300 мм	
		МБИ (ИВ) 621 881
		Металл



Шаг резьбы s	Глубина резьбы t ₁ = t ₁ '	Рабочая высота витка t ₂	Зазор z = z'	Радиус r	Шаг резьбы s	Глубина резьбы t ₁ = t ₁ '	Рабочая высота витка t ₂	Зазор z = z'	Радиус r
3	1.75	1.5	0.25	0.25	10	6.5	5	0.5	0.25
4	2.25	2	0.25	0.25	12	6.5	6	0.5	0.25
5	3	2.5	0.5	0.25	16	8	8	1	0.5
6	3.5	3	0.5	0.25	20	11	10	1	0.5
8	4.5	4	0.5	0.25	24	13	12	1	0.5

Б о л т		Болт и гайка		Гайка		Б о л т		Болт и гайка		Гайка			
нар.	внут.	Площадь сечения стержня F, см ²	Средн. диам. резьбы d _{cp}	Шаг резьбы s	Диам. резьбы		нар.	внут.	Площадь сечения стержня F, см ²	Средн. диам. резьбы d _{cp}	Шаг резьбы s	Диам. резьбы	
d ₀	d ₁				d ₀ '	d ₁ '						d ₀	d ₁
10	6,5	0,33	8,5	3	10,5	7	30	23	4,16	27	6	31	24
12	8,5	0,57	10,5	3	12,5	9	32	25	4,91	29	6	33	26
14	10,5	0,87	12,5	3	14,5	11	(34)	27	5,73	31	6	35	28
16	11,5	1,04	14	4	16,5	12	36	29	6,61	33	6	37	30
18	13,5	1,43	16	4	18,5	14	(38)	31	7,55	35	6	39	32
(19)	14,5	1,65	17	4	19,5	15	40	33	8,55	37	6	41	34
20	15,5	1,89	18	4	20,5	16	(42)	35	9,62	39	6	43	36
22	16	2,01	19,5	5	23	17	44	35	9,62	40	8	45	36
24	18	2,54	21,5	5	25	19	(46)	37	10,75	42	8	47	38
26	20	3,14	23,5	6	27	21	48	39	11,95	44	8	49	40
28	22	3,80	25,5	6	29	23	50	41	13,20	46	8	51	42

Утвержден Всесоюзным комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 15 октября 1930 г., как обязательный при проектировании новых конструкций машин с 1 января 1931 г.

УДК 62-50
(ДП)

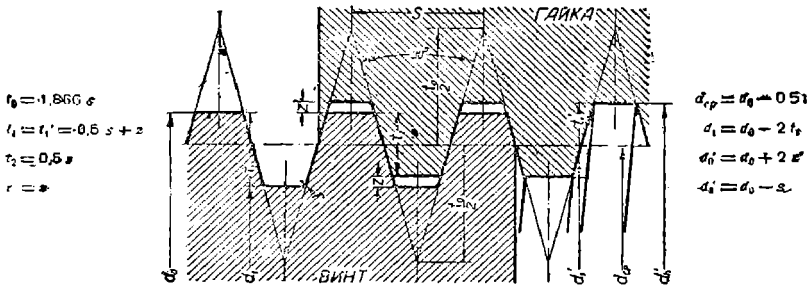
мм

Б о л т				Болт и гайка		Гайка		Б о л т				Болт и гайка		Гайка		
Диам. резьбы		Площадь сечения стержня $F_{см^2}$	Средн. диам. резьбы d_{cp}	Шаг резьбы s	Диам. резьбы		Диам. резьбы	Площадь сечения стержня $F_{см^2}$	Средн. диам. резьбы	Шаг резьбы	Диам. резьбы		Средн. диам. резьбы	Шаг резьбы	Диам. резьбы	
нар.	внут.				нар.	внут.					нар.	внут.			нар.	внут.
52	43	14,52	48	8	53	44	130	112	98,52	122	16	132	114			
55	46	16,62	51	8	56	47	(126)	117	107,51	127	16	137	119			
(58)	49	18,86	54	8	59	50	140	122	116,90	132	16	142	124			
60	51	20,43	56	8	61	52	(145)	127	126,68	137	16	147	129			
(62)	51	20,43	57	10	63	52	150	132	136,85	142	18	152	134			
65	54	22,90	60	10	66	55	(155)	137	147,41	147	16	157	139			
(68)	57	25,52	63	10	69	58	160	142	153,37	152	16	162	144			
70	59	27,34	65	10	71	60	(165)	147	169,72	157	16	167	149			
(72)	61	29,23	67	10	73	62	170	152	181,46	162	16	172	154			
75	64	32,17	70	10	76	65	(175)	157	193,59	167	16	177	159			
(78)	67	35,26	73	10	79	68	180	168	196,07	170	20	182	169			
80	69	37,39	75	10	81	70	(185)	163	208,67	175	20	187	165			
(82)	71	39,59	77	10	83	72	190	168	221,67	180	20	192	170			
85	72	40,72	79	12	86	73	(195)	173	235,06	185	20	197	175			
(88)	75	44,18	82	12	89	76	200	178	248,85	190	20	202	180			
90	77	46,57	84	12	91	78	210	188	277,59	200	20	212	190			
(92)	79	49,02	86	12	93	80	220	198	307,91	210	20	222	200			
95	82	52,81	89	12	96	83	230	208	339,80	220	20	232	210			
(98)	85	56,75	92	12	99	86	240	214	359,68	228	24	242	216			
100	87	59,45	94	12	101	88	250	224	394,08	238	24	252	226			
(105)	92	66,48	99	12	106	93	260	234	430,05	248	24	262	236			
110	97	73,90	104	12	111	98	270	244	467,50	258	24	272	246			
(115)	102	81,71	109	12	116	103	280	254	506,71	268	24	282	256			
120	102	81,71	112	16	122	104	290	264	547,39	278	24	292	266			
(125)	107	89,92	117	16	127	109	300	274	589,65	288	24	302	276			

1. Диаметров, поставленных с скобки, по возможности не применять.
2. В случае передачи больших усилий, профиль болта у впадины закругляется радиусом r , причем величины r являются наибольшими допустимыми.
3. Для многоходовых трапецеидальных резьб применяются те же профили, что и для одноходовых.
4. Условные обозначения и следную таблицу диаметров и шагов резьбы трапецеидальной крупной, нормальной и мелкой см. ОСТ 2403.

УДКУТ
(ДНП)

СССР Всесоюзный комитет по стандартизации при Совете труда и обороны	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 2411
	РЕЗЬБА ТРАПЕЦЕИДАЛЬНАЯ	
	односторонняя мелкая для диаметров от 10 мм до 300 мм	
		МБИ (И.В.): 621.881
		Металл



Шаг резьбы s	Глубина резьбы $t_1 = t_1'$	Рабоч. высота витка t_2	Зазор $z = z'$	Радиус r	Шаг резьбы s	Глубина резьбы $t_1 = t_1'$	Рабоч. высота витка t_2	Зазор $z = z'$	Радиус r
2	1,25	1	0,25	0,25	6	3,5	3	0,5	0,25
3	1,75	1,5	0,25	0,25	8	4,5	4	0,5	0,25
4	2,25	2	0,25	0,25	10	5,5	5	0,5	0,25
5	2,75	2,5	0,5	0,25	12	6,5	6	0,5	0,25

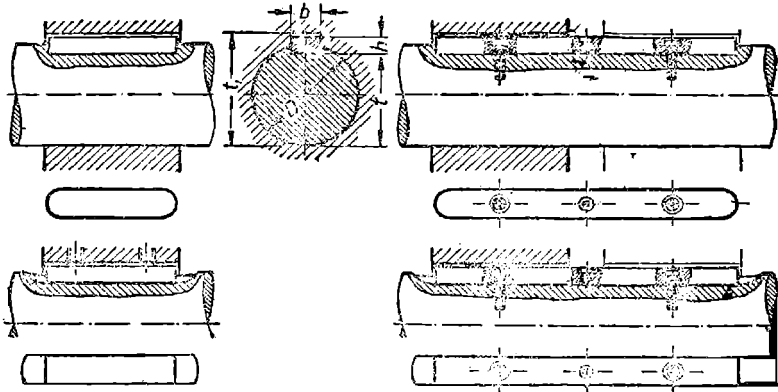
Б о л т		Болт и гайка		Гайка		Б о л т		Болт и гайка		Гайка			
Диам. резьбы		Площадь сечения стержня F см ²	Средн. диам. резьбы d_{cp}	Шаг резьбы s	Диам. резьбы		Диам. резьбы		Средн. диам. резьбы d_{cp}	Шаг резьбы s	Диам. резьбы		
нар.	внут.				нар.	внут.	нар.	внут.			нар.	внут.	
d_0	d_1				d_0'	d_1'	d_0	d_1			d_0'	d_1'	
10	7,5	0,44	9	2	10,5	8	32	28,5	6,38	30,5	3	32,5	29
12	9,5	0,71	11	2	12,5	10	(34)	30,5	7,31	32,5	3	34,5	31
14	11,5	1,04	13	2	14,5	12	36	32,5	8,30	34,5	3	36,5	32
16	13,5	1,43	15	2	16,5	14	(38)	34,5	9,35	36,5	3	38,5	35
18	15,5	1,89	17	2	18,5	16	40	36,5	10,45	38,5	3	40,5	37
20	17,5	2,41	19	2	20,5	18	(42)	38,5	11,64	40,5	3	42,5	39
22	19,5	2,99	21	2	22,5	20	44	40,5	12,88	42,5	3	44,5	41
24	21,5	3,63	23	2	24,5	22	(46)	42,5	14,19	44,5	3	46,5	43
26	23,5	4,34	25	2	26,5	24	48	44,5	15,55	46,5	3	48,5	45
28	25,5	5,11	27	2	28,5	26	50	46,5	16,98	48,5	3	50,5	47
30	26,5	5,52	28,5	3	30,5	27	52	48,5	18,47	50,5	3	52,5	49

Утвержден Всесоюзным комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 15 октября 1930 г.
 как обязательный при проектировании новых конструкций машин с 1 января 1931 г.

Отсутствует 371-380 стр.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

С. С. С. Р. Совет Труда и Оборона Комитет по Стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 295
	ШПОНКИ ПРИЗМАТИЧЕСКИЕ а) обыкновенные (без крепления на валу) б) направляющие (с креплением на валу) Сечение шпонок и пазы	
		МБИ (И.В.); 621.882.6



мм

Диаметры валов D	Номинальные размеры шпонок b × h	t	t ₁
от 7 до 10	3 × 3	D - 2	D + 1,2
" 11 " 14	4 × 4	D - 2,5	D + 1,7
" 15 " 18	5 × 5	D - 3	D + 2,2
" 19 " 24	6 × 5	D - 3	D + 2,2
" 25 " 30	8 × 6	D - 3,5	D + 2,7
" 32 " 36	10 × 7	D - 4	D + 3,3
" 37 " 42	13 × 8	D - 4,5	D + 3,8
" 44 " 48	14 × 9	D - 5	D + 4,3
" 50 " 55	16 × 10	D - 5	D + 5,3
" 58 " 65	18 × 11	D - 5,5	D + 5,8
" 68 " 78	20 × 12	D - 6	D + 6,3
" 80 " 90	24 × 14	D - 7	D + 7,3
" 92 " 105	28 × 16	D - 8	D + 8,4
" 110 " 120	32 × 18	D - 9	D + 9,4
" 125 " 135	36 × 20	D - 10	D + 10,4
" 145 " 170	40 × 22	D - 11	D + 11,4
" 175 " 200	45 × 24	D - 12	D + 12,4
" 210 " 240	50 × 26	D - 13	D + 13,5
" 250 " 280	50 × 30	D - 15	D + 15,5
" 290 " 330	70 × 35	D - 18	D + 18,5
" 340 " 400	80 × 40	D - 20	D + 20,5
" 440 " 500	100 × 50	D - 25	D + 25,5

1. Диаметры согласованы с ОСТ 34.

2. Сортамент шпонок см. ОСТ 296.

3. Допуски шпонок и пазов см. ОСТ 299.

4. Указываемые для стальных сечений шпонок диаметры валов являются лишь ориентировочными при проектировании, диаметр шпонок принят $2,15 D$. В зависимости от условий работы шпоночного соединения (удары, число шпонок и т. п.) кандал шпонок данного ряда может быть поставлена и на другие диаметры.

5. Детали крепления шпонок направляющих см. ОСТ 297.

Утвержден Комитетом по Стандартизации при Совете Труда и Оборона 6 июля 1928 года.
введен обязательный с 1 октября 1929 года.

15
УДУАТ
(ДИП)
381

С. С. С. Р. Совет Труда и Обороны Комитет по Стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 293
	ШПОНКИ ПРИЗМАТИЧЕСКИЕ обыкновенные а) со скругленными торцами б) с плоскими торцами Сортамент	
		МБИ(Л.В. 621 882 6)



мм

б	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	14	16	18	20	24	28	32	36	40	45	50	60	70	80	100		
а	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	36	40	45	50	60	80	
	10	10	10																								
	12	12	12																								
	15	15	15	15																							
	18	18	18	18																							
	20	20	20	20	20																						
	25	25	25	25	25	25																					
	30	30	30	30	30	30	30																				
			35	35	35	35	35	35																			
			40	40	40	40	40	40																			
				45	45	45	45	45	45																		
				50	50	50	50	50	50	50																	
					55	55	55	55	55	55																	
						60	60	60	60	60	60																
							65	65	65	65	65	65															
								70	70	70	70	70	70	70													
									75	75	75	75	75	75	75												
										80	80	80	80	80	80	80											
											90	90	90	90	90	90	90										
												100	100	100	100	100	100	100	100								
													110	110	110	110	110	110	110	110							
														120	120	120	120	120	120	120	120						
															130	130	130	130	130	130	130						
																140	140	140	140	140	140						
																	160	160	160	160	160	160					
																		180	180	180	180	180					
																			200	200	200	200					
																				220	220	220	220				
																					260	260	260	260			
																						300	300	300			
																							350	350			
																								400			

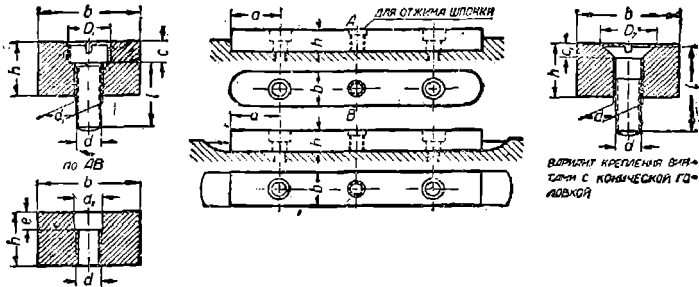
Длины назначаются по конструктивным соображениям с окончанием на 0

1. Во всех случаях, когда шпонка изготовлена не из чистотянутого материала, обработка кругом
2. Материал шпонок—сталь.
3. Допуски шпонок см. ОСТ 299
4. Применение шпонок см. ОСТ 295.
5. Пример обозначения призматической обыкновенной шпонки, сечением 18 × 11, длиной 100 мм, со скругленными или плоскими торцами:
 Шпонка призм. обикн. скругл. 18 × 11 × 100 ОСТ 295
 Шпонка призм. обикн. плоск. 18 × 11 × 100 ОСТ 295

Утвержден Комитетом по Стандартизации при Совете Труда и Обороны 6 июля 1928 года. вв. объявляемый с 1 октября 1929 года.

УДРУЖЕНИЕ
(ДИПТ)

С. С. С. Р. Совет Труда и Оборона Комитет по Стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 297
	ШПОНКИ ПРИЗМАТИЧЕСКИЕ направляющие (с креплением на валу) Детали крепления шпонон шириной от 14 мм до 36 мм включительно	
МБИ (И.В.): 621.882.6		

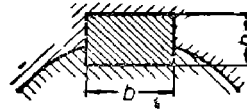


Шпоночки $b \times h$	Детали крепления винтами									Размеры отверстий для шпоночки		
	Общие размеры			Размеры д/винт. с цилиндрич. головкой			Размеры д/винт. с конич. головк.					
	$a_{мин}$	a	d_1	d	c	f	D_2	c_1	l	d	d_2	e
14 × 9	14	6	6,5	8	4,5	12	12	3,5	15	5	6	2
16 × 10	16	6	7	10	5	15	14	4	18	6	7	3
18 × 11	18	6	7	10	5	15	14	4	18	6	7	3
20 × 12	20	6	7	10	5	15	14	4	22	6	7	3
24 × 14	24	8	9	13	6,5	18	18	5	22	8	9	6
28 × 16	28	8	9	13	6,5	18	18	5	26	8	9	6
32 × 18	32	10	11	16	8,5	26	22	6	35	10	11	7
36 × 20	36	10	11	16	8,5	26	22	6	35	10	11	7

1. Длины шпоноч не нормируются. При подборе длин рекомендуется брать размеры с окончанием на 5 и 0.
2. Число винтов для крепления шпоночки, а также расстояния между ними не нормируются.
3. Винты по ОСТ 216 и ОСТ 218.
4. Число отжимных отверстий не нормируется.
5. Резьба по ОСТ 92 и ОСТ 94.

Утвержден Комитетом по Стандартизации при Совете Труда и Оборона 6 июля 1928 года.
внв обязательный с 1 октября 1929 года

С. С. С. Р. Совет Труда и Оборона Комитет по Стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 298
	ШПОНКИ КЛИНОВЫЕ (из поновки) Допускаемые отклонения в размерах шпонок и пазов	МБИ (И.В.): 621.882.6



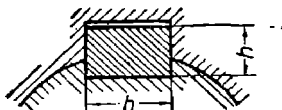
мм

Номинальные размеры шпонок b × h	Пазы в валу и втулке		Ш п о н к а			
	Ширина		Ширина		Высота	
	наиб.	наим.	наиб.	наим.	наиб.	наим.
4 × 4	4,15	4	4	3,90	4,5	4,3
5 × 5	5,15	5	5	4,90	5,45	5,3
6 × 5	6,15	6	6	5,90	5,45	5,3
8 × 4	8,15	8	8	7,90	4,45	4,3
8 × 6	8,15	8	8	7,90	6,45	6,3
10 × 4,5	10,20	10	10	9,90	4,95	4,8
10 × 7	10,20	10	10	9,90	7,50	7,3
12 × 5	12,20	12	12	11,90	5,45	5,3
12 × 8	12,20	12	12	11,90	8,60	8,3
14 × 6,5	14,20	14	14	13,90	5,95	5,8
14 × 9	14,20	14	14	13,90	9,60	9,4
16 × 6,5	16,20	16	16	15,90	6,95	6,8
16 × 10	16,20	16	16	15,90	10,60	10,4
18 × 7	18,30	18	18	17,85	7,50	7,3
18 × 11	18,30	18	18	17,85	11,70	11,4
20 × 8	20,30	20	20	19,85	8,60	8,3
20 × 12	20,30	20	20	19,85	12,70	12,4
24 × 9	24,30	24	24	23,85	9,60	9,4
24 × 14	24,30	24	24	23,85	14,80	14,5
28 × 10	28,30	28	28	27,85	10,60	10,4
28 × 16	28,30	28	28	27,85	16,80	16,5
32 × 11	32,40	32	32	31,90	11,70	11,4
32 × 18	32,40	32	32	31,80	18,90	18,5
36 × 20	36,40	36	36	35,80	20,90	20,5
40 × 22	40,40	40	40	39,80	22,90	22,5
45 × 24	45,40	45	45	44,80	24,90	24,5
50 × 26	50,50	50	50	49,75	27,0	26,5
60 × 32	60,50	60	60	59,75	33,0	32,5
70 × 36	70,50	70	70	69,75	37,0	36,5
80 × 40	80,50	80	80	79,70	41,0	40,5
100 × 50	100,50	100	100	99,70	51,0	50,5

1. Если для клиновых шпонок применяется чистогнанный материал, то допускаемые отклонения в размерах шпонок должны быть взяты по ОСТ 300. При этом необходимо считаться с возможностью некоторой пригонки на узких сторонах шпонок.
2. Допуски глубины паза во втулке и валу не нормируются.

Утвержден Комитетом по Стандартизации при Совете Труда и Оборона 6 июля 1929 года.
вступает в силу с 1 октября 1929 года.

С С С Р Совет Труда и Оборонь Комитет по Стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 299
	ШПОНКИ ПРИЗМАТИЧЕСКИЕ Допускаемые отклонения в размерах шпонок и пазов	МБИ (И.В.): 021.882.6



мм

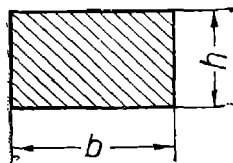
Номинальные размеры шпонок b X h	Пазы в валу и втулке		Ш п о н к и			
	Ширина (рекомендуемые размеры)		Ширина		Высота	
	наиб.	наим.	наиб.	наим.	наиб.	наим.
3 X 3	3,04	3	3,04	3	3,15	3
4 X 4	4,05	4	4,05	4	4,15	4
5 X 5	5,05	5	5,05	5	5,15	5
6 X 6	6,05	6	6,05	6	6,15	6
8 X 6	8,05	8	8,05	8	6,15	6
10 X 7	10,07	10	10,06	10	7,20	7
12 X 8	12,07	12	12,06	12	8,20	8
14 X 9	14,07	14	14,06	14	9,20	9
16 X 10	16,07	16	16,06	16	10,20	10
18 X 11	18,09	18	18,07	18	11,25	11
20 X 12	20,09	20	20,07	20	12,25	12
24 X 14	24,09	24	24,07	24	14,25	14
28 X 16	28,09	28	28,07	28	16,25	16
32 X 18	32,12	32	32,09	32	18,30	18
36 X 20	36,12	36	36,09	36	20,30	20
40 X 22	40,12	40	40,09	40	22,30	22
45 X 24	45,12	45	45,09	45	24,30	24
50 X 26	50,15	50	50,12	50	26,40	26
60 X 32	60,15	60	60,12	60	32,40	32
70 X 36	70,15	70	70,12	70	36,40	36
80 X 40	80,20	80	80,15	80	40,50	40
100 X 50	100,20	100	100,15	100	50,50	50

1. Допуски по ширине и высоте шпонок согласованы с допусками тннутого материала для шпонок.
2. Допуски глубины паза во втулке и валу не нормируются.
3. Указанные в таблице отклонения по ширине пазов в валу и втулке даны, как ориентировочные, в зависимости от назначения призматических шпонок (напр., направляющие) зазор по ширине устанавливается пригонкой.

2-е издание
Февраль 1930

Утвержден Комитетом по Стандартизации при Совете Труда и Оборонь 6 июля 1929 года, ман обязательный с 1 октября 1929 года.

С С С Р Совет Труда и Оборона Комитет по Стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 300
	СТАЛЬ ЧИСТОТЯНУТАЯ для шпонок Сортамент	
		МБИ (I.I.V.): 621.882.6



мм

Номинальные размеры		Допускаемые отклонения				Вес одного логонного метра прутка в кг
b	h	в ширине b		в высоте h		
		b наиб.	b наим.	h наиб.	h наим.	
3	3	3,04	3	3,15	3	0,07
4	4	4,05	4	4,15	4	0,13
5	5	5,05	5	5,15	5	0,20
6	6	6,05	6	5,15	5	0,24
8	6	8,05	8	6,15	6	0,38
10	7	10,06	10	7,20	7	0,56
12	8	12,06	12	8,20	8	0,77
14	9	14,06	14	9,20	9	1,00
16	10	16,06	16	10,20	10	1,27
18	11	18,07	18	11,25	11	1,58
20	12	20,07	20	12,25	12	1,91
24	14	24,07	24	14,25	14	2,66
28	16	28,07	28	16,25	16	3,55
32	18	32,09	32	18,30	18	4,57
36	20	36,09	36	20,30	20	6,70

При исчислении веса 1 пог. метра прутка удельный вес принят равным 7,85 кг/дм³

Пример обозначения стали чистойтянутой для шпонок сечением 18 × 11 мм²:

2-е издание Сталь шпоночн. 18 × 11 ОСТ 300
Февраль 1930

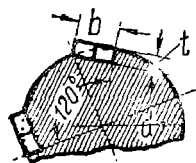
Утвержден Комитетом по Стандартизации при Совете Труда и Оборона 6 июля 1928 года.
нан обязателен с 1 октября 1929 года.

Млсспдизг. Тираж 5000.

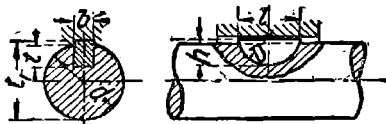
Изд-во «Техника Управления».

21 тип. «Мостполиграф», 1079, 25

РАЗМЕРЫ ТАНГЕНЦИАЛЬНЫХ ШПОНОК
(по DIN 268)
для ударной нагрузки
(размеры в мм)



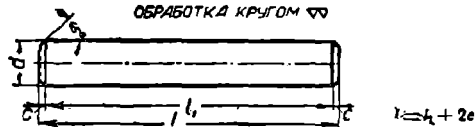
Диам. вала	<i>t</i>	<i>b</i>	Диам. вала	<i>t</i>	<i>b</i>	Диам. вала	<i>t</i>	<i>b</i>	Диам. вала	<i>t</i>	<i>b</i>
100	10	30	250	25	75	500	50	150	800	80	240
110	11	33	260	26	78	520	52	156	820	82	246
120	12	36	270	27	81	540	54	162	840	84	252
130	13	39	280	28	84	560	56	168	860	86	258
140	14	42	290	29	87	580	58	174	880	88	264
150	15	45	300	30	90	600	60	180	900	90	270
160	16	48	320	32	96	620	62	186	920	92	276
170	17	51	340	34	102	640	64	192	940	94	282
180	18	54	360	36	108	660	66	198	960	96	288
190	19	57	380	38	114	680	68	204	980	98	294
200	20	60	400	40	120	700	70	210	1000	100	300
210	21	63	420	42	126	720	72	216	Напряг шпонок от $\frac{1}{60}$ до $\frac{1}{100}$		
220	22	66	440	44	132	740	74	222			
230	23	69	460	46	138	760	76	228			
240	24	72	480	48	144	780	78	234			



ШПОНКИ ВУДРУФА
(по DIN 304 и 122)

<i>b</i> × <i>h</i>	<i>l</i>	<i>D</i>	<i>d</i>	<i>t</i>	<i>t</i> ₁	<i>b</i> × <i>h</i>	<i>l</i>	<i>D</i>	<i>d</i>	<i>t</i>	<i>t</i> ₁
1 × 1,4	3,82	4	3—4	0,9	<i>d</i> +0,6	8×11	27,35	28	28—38	9,5	<i>d</i> +1,7
1,5×1,4	3,82	4	4—5	0,9	<i>d</i> +0,6	6×13	31,43	32	22—28	11,4	<i>d</i> +1,8
1,5×2,6	6,76	7	4—5	2,1	<i>d</i> +0,6	7×13	31,43	32	—	—	—
2 × 2,6	6,76	7	5—7	1,8	<i>d</i> +0,9	8×13	31,43	32	28—38	11,5	<i>d</i> +1,7
2 × 3,7	9,66	10	5—7	2,9	<i>d</i> +0,9	7×15	37,15	38	—	—	—
2,5×3,7	9,66	10	7—9	2,9	<i>d</i> +0,9	8×15	37,15	38	28—38	13,5	<i>d</i> +1,7
3 × 3,7	9,66	10	9—13	2,5	<i>d</i> +1,3	9×15	37,15	38	—	—	—
2 × 5	12,65	13	5—7	4,2	<i>d</i> +0,9	7×16	43,08	45	—	—	—
3 × 5	12,65	13	9—13	3,8	<i>d</i> +1,3	8×16	43,08	45	28—38	14,5	<i>d</i> +1,7
4 × 5	12,65	13	13—17	3,8	<i>d</i> +1,4	9×16	43,08	45	—	—	—
3 × 5,5	15,72	16	9—13	5,3	<i>d</i> +1,3	10×16	43,08	45	38—48	14	<i>d</i> +2,2
4 × 6,5	15,72	16	13—17	5,3	<i>d</i> +1,4	8×17	50,83	55	28—38	15,5	<i>d</i> +1,7
5 × 6,5	15,72	16	17—22	4,9	<i>d</i> +1,8	9×17	50,83	55	—	—	—
3 × 7,5	18,57	19	9—13	6,3	<i>d</i> +1,3	10×17	50,83	55	38—48	15	<i>d</i> +2,2
4 × 7,5	18,57	19	13—17	6,3	<i>d</i> +1,4	11×17	50,83	55	—	—	—
5 × 7,5	18,57	19	17—22	5,9	<i>d</i> +1,8	9×19	59,13	65	—	—	—
4 × 9	21,63	22	13—17	7,8	<i>d</i> +1,4	10×19	59,13	65	38—48	17	<i>d</i> +2,2
6 × 9	21,63	22	17—22	7,4	<i>d</i> +1,8	11×19	59,13	65	—	—	—
5 × 9	21,63	22	22—28	7,4	<i>d</i> +1,8	12×19	59,13	65	48—58	16,5	<i>d</i> +2,7
5 × 11	24,49	25	17—22	8,4	<i>d</i> +1,8	9×24	73,32	80	—	—	—
6 × 11	24,49	25	22—28	8,4	<i>d</i> +1,8	10×24	73,32	80	38—48	22	<i>d</i> +2,2
7 × 10	24,49	25	—	—	—	11×24	73,32	80	—	—	—
6 × 10	27,35	28	22—28	9,4	<i>d</i> +1,8	12×24	73,32	80	48—58	21,5	<i>d</i> +2,7
7 × 10	27,35	28	—	—	—	—	—	—	—	—	—

С С С Р Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 2072
	ШТИФТЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ	
	Размеры	МБИ(П.В.): 621.86
		Металл



Пример обозначения штифта цилиндрического
диаметром 10 мм длиной (l_1) 60 мм

ШТИФТ ЦИЛИНДРИЧ. 10 × 60 ОСТ 2072

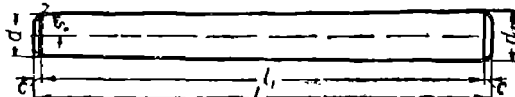
d	1	1,6	2	3	4	5	6	8	10	13	16	20	26
	0,2	0,3	0,4	0,5	0,7	0,8		1,2	1,5	1,8	2	2,5	3,5
	5	5	6										
	8	6	6	6									
	8	8	8	8	8								
	10	10	10	10	10	10							
		12	12	12	12	12							
		16	16	16	15	16	16						
			18	18	18	18	18	18					
			20	20	20	20	20	20	20				
				(22)	(22)	—	—	—	—				
				25	25	25	26	26	26	25			
				30	30	30	30	30	29	30	30		
					(35)	(35)	(36)	—	—	—	—		
					40	40	40	40	40	40	40	40	
						(46)	(46)	—	—	—	—	—	
						50	50	50	50	50	50	50	50
							60	60	60	60	60	60	60
								80	80	80	80	80	80
									100	100	100	100	100
										120	120	120	120
										140	140	140	140
											160	160	160
											180	180	180
												200	200

1. Размеры, отмеченные скобками, по возможности не применять.
2. Материал — сталь.
3. Стандарт распространяется на штифты точеные или из чисто-луженого материала.
4. Если допуск размера d штифтов особо не оговариваются, то штифты должны выполняться согласно ОСТ 1046.
5. Допускается по особому соглашению заточка концов штифтов по сфере при соблюдении размера s по ОСТ 1713.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 5 августа 1930 г.
дан обязательный с 1 апреля 1931 г.

С С С Р Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 2073
	ШТИФТЫ КОНИЧЕСКИЕ	МБИ (И.В.): 621 88
	Размеры	Металл

ОБРАБОТКА КРУГОМ $\nabla\nabla$



$$d_1 = d + \frac{l}{50}$$

$$l = l_1 + 2e$$

Пример обозначения штифта конического диаметров (d) 10 мм,
длинной (l_1) 100 мм:

ШТИФТ КОНИЧЕСКИЙ 10 X 100 ОСТ 2073

мм											
d	1	1,5	2	3	4	5	6	8	10	13	16
e	0,2	0,3	0,4	0,5	0,7	0,8	1	1,2	1,5	1,8	2
10	10	10									
12	12	12	12								
15	15	15	15								
18	18	18	18	18							
20	20	20	20	20							
22	22	22	22	22							
25	25	25	25	25							
		(28)	(28)	(28)							
		30	30	30	30						
		35	35	35	35	35					
			40	40	40	40	40	40			
			45	45	45	45	45	45			
			50	50	50	50	50	50	50		
				(65)	(65)	(65)	(65)	(65)	(65)		
				60	60	60	60	60	60	60	60
					(70)	(70)	(70)	(70)	(70)	(70)	(70)
					80	80	80	80	80	80	80
						100	100	100	100	100	100
							130	130	130	130	130
								160	160	160	160
									200	200	200
										250	250

1. Размеры, отмеченных скобками, по возможности не применять

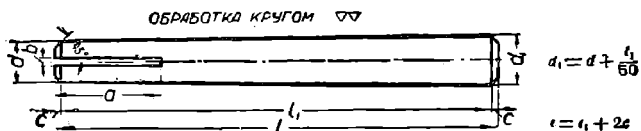
2. Материал — сталь.

3. Допускается по особому соглашению заточка концов штифтов по сфере, для соблюдения размера e по ОСТ 1713

Февраль 1931

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 6 августа 1930 г.
нан обязательный с 1 апреля 1931 г.

С С С Р Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 2074
	ШТИФТЫ КОНИЧЕСКИЕ разводные Размеры	МБИ (И.И.В.): 62188
		Металл



Пример обозначения штифта конического разводного
диаметром d , 10 мм длиной (l_1) 100 мм

ШТИФТ КОНИЧ. РАЗВ 10 X 100 ОСТ 2074

мм

d	6	8	10	13	16
a	12	15	20	25	40
b	1	1	1,5	2	2
	0,8	1	1,2	1,5	2
	40				
	45				
	50	60			
	55	55			
	60	60	60		
	(70)	(70)	(70)		
	80	80	80	80	
		100	100	100	100
			130	130	130
				160	160
					200
					250

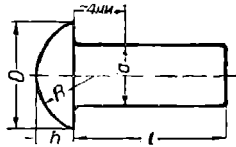
1. Размеры, отмеченные скобками, по возможности не применять.
2. Материал — сталь.
3. Допускается по особому соглашению заточка концов штифтов по сфере при соблюдении размера c по ОСТ 1713.

Февраль 1931

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 6 августа 1930
как обязательный с 1 апреля 1931 г.

УДУНЬ
(ДИП)

С С С Р Совет Труда и Оборона — Комитет по Стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 184
	ЗАКЛЕПКИ с полукруглой головкой. диаметром от 2,6 мм до 8 мм	
		МБИ (Л.В.). 621.883



мм

Диаметр непоставленной заклепки d	2,6	3	3,5	4	5	6	7	8		
Размеры головок	D	4,8	5,5	6,4	7,4	9,2	11	12,8	14,5	
	h	1,6	1,8	2,1	2,4	3	3,6	4,2	4,8	
	R	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	
Диаметр отверстия под заклепку (рекомендуемый)	—	—	—	—	—	6,5	7,5	8,5		
Длина заклепки	5									
	6	6								
	8	8	8	8						
	10	10	10	10	10					
	12	12	12	12	12	12				
			14	14	14	14	14	14		
				16	16	16	16	16	16	
					18	18	18	18	18	
						20	20	20	20	
							22	22	22	
								24	24	
									26	
										26
										26
										28
										28
										30
									30	
									32	
									32	
									35	
									35	
									40	
									40	
									45	

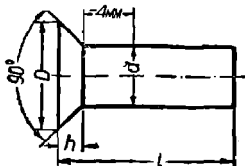
Примечания. 1. Материал — железо.

2. Пример обозначения заклепки железной с полукруглой головкой, диам. 5 мм, длиной 20 мм:
Заклепка жсл. полукр. 5 × 20 ОСТ 184.

Март 1928

Утвержден Комитетом по Стандартизации при Совете Труда и Оборона 13 января 1928 года, как обязательный с 1 октября 1928 года.

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 185
	ЗАКЛЕПКИ с потайной головкой, диаметром от 4 мм до 8 мм	МБИ (Л.И.В.) 621 883



мм

Диаметр непоставленной заклепки d		4	5	6	7	8
	D	7,2	9	10,8	12,6	14,4
	h	1,6	2	2,4	2,8	3,2
Диаметр отверстия под заклепку (рекомендуемый)		—	—	6,5	7,5	8,5
Длина заклепки	10					
	12	12				
	14	14	14			
	16	16	16	16	16	16
	18	18	18	18	18	18
	20	20	20	20	20	20
	22	22	22	22	22	22
		24	24	24	24	24
		26	26	26	26	28
		28	28	28	28	28
		30	30	30	30	30
		32	32	32	32	32
			35	35	35	35
				40	40	40
					45	
					50	
					55	

1 Стандарт распространяется на заклепки, изготовленные из железа

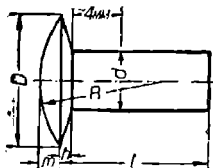
2 Пример обозначения заклепки железной с потайной головкой диам. 5 мм, длиной 24 мм:

Заклепка потайная железная 5 × 24 ОСТ 185

3-е изд. дополненное
 Январь 1930

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 13 января 1928 года, как обязательный с 1 октября 1928 года.

С С С Р Совет Труда и Обороны Комитет по Стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 186
	ЗАКЛЕПКИ для жестяников, диаметром от 2 мм до 7 мм	



мм

Диаметр непоставленной заклепки d	2	2,3	2,6	3	3,5	4	4,5	5	6	7					
Размеры головки	D	4,5	5,2	5,8	6,4	7,4	8,2	9,2	10,2	12	14				
	h	0,4	0,4	0,5	0,6	0,7	0,7	0,8	0,9	1	1,2				
	m	0,7	0,8	0,9	0,9	1	1,1	1,2	1,4	1,7	2				
	R~	4,2	4,8	5,4	6	7	8	9	10	12	14				
Длина заклепки	4														
	5														
	6			6											
	7				7										
	8					8									
	9						9								
	10							10							
	12								12						
	14									14					
	16										16				
	18											18			
	20												20		
22													22		
24														24	
28															28
Условное обозначение, выдвигаемое на головке	№ выдвигается		-	3	35	4	45	5	6	7					

1 Стандарт распространяется на заклепки изготовленные из железа

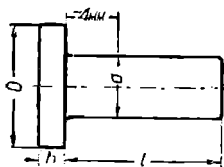
2 Пример обозначения заклепки железной для жестяников: диаметр 6 мм, длиной 22 мм:

Заклепка для жестяников 6 × 22 ОСТ 186

3-е издание
Январь 1930

Утвержден Комитетом по Стандартизации при Совете Труда и Обороны 13 января 1928 года.
нан обязательный с 1 октября 1928 года.

С С С Р Совет Труда и Оборона Комитет по Стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 187
	ЗАКЛЕПКИ бондарные (плоские), диаметром от 2,6 мм до 6 мм	МБИ (И.В.): 621.883



мм

Диаметр неоставленной заклепки	2,6	3	3,5	4	5	6
D	5,2	6	7	8	10	12
	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,4
Диаметр отверстия под заклепку (рекомендуемый)	—	—	—	—	—	6,6
Длина заклепки ?	?					
		8				
			9			
				10		
					11	
						12

- 1 Стандарт распространяется на заклепки изготовленные из железа.
2. Пример обозначения заклепки железной бондарной (плоской), диам. 4 мм, длиной 10 мм:

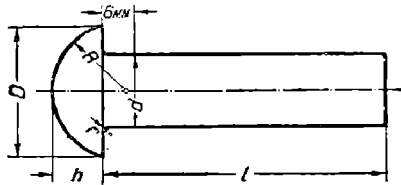
Заклепка плоск. железн. 4 X 10 ОСТ 187

3-е издание
Январь 1930

Утвержден Комитетом по Стандартизации при Совете Труда и Оборона 13 января 1928 года.
иан обязательный с 1 октября 1928 года.

УДКУНБ
(ДИП)

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 301
	ЗАКЛЕПКИ с полукруглой головкой, диаметром от 9,5 мм до 37 мм	
		МБИ (И.В.): 621.883
		Металл



Пример обозначения заклепки железной с полукруглой головкой, diam. 22 мм, длиной 110 мм.
 Заклепка полукр. железн. 22 × 110 ОСТ 301
 мм

Диаметр непоставленной заклепки d	9,5	11,5	13,5	16,5	19	22	25	28	31	34	37	
Допускаемые отклонения в diam. заклепки	d наиб.	9,6	11,6	13,6	16,6	19,4	22,4	25,4	28,4	31,4	34,4	37,4
	d наим.	9,3	11,3	13,3	16,3	18,9	21,9	24,9	27,9	30,9	33,6	36,6
Размеры головки	D	17	21	24	29	34	39	44	50	55	60	65
	h	6	8	9	10	12	14	16	18	20	22	24
	R	9	11	12,5	16,5	18	20,5	23	26	29	32	34
	r ±	0,5	0,5	0,5	1	1	1	1	1,5	1,5	1,5	1,5
Диаметр отверстия под заклепку	10	12	14	17	20	23	26	29	32	36	38	
Длина заклепки	16*				22*							
	18*				24*							
	20				26*							
	22	22*	22*	22†	28*							
	24	24	24*	24*	30*							
	26	26	26*	26*	32*							
	28	28	28	28*	35*							
	30	30	30	30*	38*	38*						
	32	32	32	32*	40	40*						
	35	35	35	35	42	42*						
	38	38	38	38	45	45*						
	40	40	40	40	48	48						
	42	42	42	42	50	50						
	45	45	45	45	52	52	52					
	48	48	48	48	55	55	55					
	50	50	50	50	58	58	58					
	52	52	52	52	60	60	60	60				
	55	55	55	55	65	65	65	65	65			
	58	58	58	58	70	70	70	70	70	70		
	60	60	60	60	75	75	75	75	75	75	75	
	65	65	65	65	80	80	80	80	80	80	80	80
	70	70	70	70	85	85	85	85	85	85	85	85
	75	75	75	75	90	90	90	90	90	90	90	90
	80	80	80	80	95	95	95	95	95	95	95	95
	85	85	85	85	100	100	100	100	100	100	100	100
				90	90	110	110	110	110	110	110	110
				96	96	120	120	120	120	120	120	120
				100	100	130	130	130	130	130	130	130
						140	140	140	140	140	140	140
						150	150	150	150	150	150	150
						160	160	160	160	160	160	160
						170	170	170	170	170	170	170
					180	180	180	180	180	180	180	
										190	190	
										200	200	

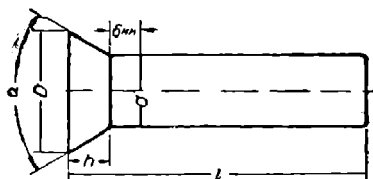
Дополнительные размеры (помеченные звездочкой), утверждены Комитетом по станд.
 при СТО 20 июля 1930 года, как обязательные с 1 октября 1930 года

1. Материал — железо (сталь)
2. В случае крайней необходимости применять заклепки, длины которых не содержится в данной таблице, рекомендуется для заклепки длиной до 100 мм включительно выбирать длины из ряда целых чисел с окончанием на 2, 5 и 8, а для заклепок длиной свыше 100 мм — с окончанием на 5 и 0
3. Конусность на стержне допускается на длине 50 мм, считая от конца стержня

8-е изд. доп.
Июль 1930

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 6 июля 1928 года, как обязательный с 1 октября 1929 года.

С С С Р Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 302
	ЗАКЛЕПКИ с потайной головкой, диаметром от 9,5 мм до 37 мм	
	МБИ (И.В.): 621.883	
		Металл



Пример обозначения заклепки стальной с потайной головкой, diam. 22 мм, длиной 110 мм
Заклепка потайн. головки 22 × 110 ОСТ 302

		мм										
Диаметр непоставленной заклепки	α	9,5	11,6	13,5	16,5	19	22	25	28	31	34	37
	β		75°			60°			45°			
D		15,2	18,5	22	25	30	35	39,5	39,6	44	48	52,5
h		3,8	4,6	5,4	7,5	9,5	11	12,5	14	15,5	17	18,5
Диаметр отверстия под заклепку		10	12	14	17	20	23	26	29	32	36	38
Длина заклепки l	26	26	26*	26*	48							
	28	28	28*	28*	50							
	30	30	30*	30*	52							
	32	32	32*	32*	55							
	35	35	35*	35*	58	58						
	36	36	36	36*	60	60	60					
	40	40	40	40*	65	65	65					
	42	42	42	42*	70	70	70					
	45	45	45	45*	75	75	75	75				
	48	48	48	48*	80	80	80	80	80			
	50	50	50	50*	85	85	85	85	85	85		
	52	52	52	52*	90	90	90	90	90	90	90	
	55	55	55	55*	95	95	95	95	95	95	95	95
	58	58	58	58*	100	100	100	100	100	100	100	100
	60	60	60	60*	110	110	110	110	110	110	110	110
	65	65	65	65*	120	120	120	120	120	120	120	120
	70	70	70	70*	130	130	130	130	130	130	130	130
	75	75	75	75*	140	140	140	140	140	140	140	140
				80	80	150	150	150	150	150	150	150
				85	85	160	160	160	160	160	160	160
			90	90	170	170	170	170	170	170	170	
			95	95	180	180	180	180	180	180	180	
			100	100						190	190	
										200	200	

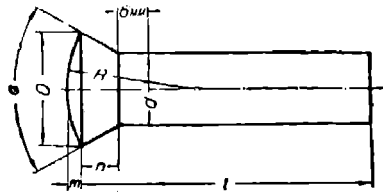
Дополнительные размеры (помеченные звездочкой) утверждены Комитетом по станд. при СТО 20 июля 1930 года, как обязательные с 1 октября 1930 года

1. Материал — железо (сталь)
2. В случае крайней необходимости применять заклепки, длины которых не содержатся в данной таблице, рекомендуется для заклепок длиной до 100 мм включительно выбирать длины из ряда целых чисел с отклонением на 2, 5 и 8, а для заклепок длиной свыше 100 мм — с отклонением на 5 и 8
3. Искривленность на стержне допускается на длине — 50 мм, считая от конца стержня
4. Допускаемые отклонения в диаметре заклепки см ОСТ 301

5 в 2-й колонке
Азусет №31

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 6 июля 1928 года, как обязательный с 1 октября 1928 года.

СССР Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 303
	ЗАКЛЕПКИ с полупотайной головкой. диаметром от 9,5 мм до 37 мм	
	МБИ (П.В.) 621.883 Металл	



Пример обозначения заклепки металлической с полупотайной головкой, диаметром 22 мм, длиной 110 мм
 Заклепка из металла, 22X110 ОСТ.303

Диаметр полупотайной заклепки	75°		60°						45°			
	9,5	11,5	13,5	15,5	19	22	25	28	31	34	37	
Размеры головки	D	15,2	18,5	22	25,0	30	35	39,5	39,5	44	44	62,5
	h	3,8	4,6	5,4	7,5	9,6	11	12,6	14	15,5	17	18,6
	m	1,7	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5
Диаметр отверстия под заклепку	R	18	22	25	28	34	40	46	42	46	50	56
	Длина заклепки	10	12	14	17	20	23	26	29	32	35	38
Длина заклепки	1	10*	18*	18*		20*						
		20*	20*	20*		30*						
		22*	22*	22*		32*						
		24*	24*	24*	24*	35*						
		26	26*	26*	26*	38*						
		28	28*	28*	28*	40*	40*					
		30	30	30*	30*	42*	42*					
		32	32	32*	32*	45*	45*	45*				
		35	35	35	35*	48	48*	48*				
		38	38	38	38*	50	50*	50*				
		40	40	40	40*	52	52*	52*				
		42	42	42	42	55	55	55				
		45	45	45	45	58	58	58*				
		48	48	48	48	60	60	60*				
		50	50	50	50	65	65	65*	65*			
		52	52	52	52	70	70	70*	70*			
		55	55	55	55	75	75	75*	75*			
		58	58	58	58	80	80	80*	80*			
		60	60	60	60	85	85	85*	85*	85*		
		65	65	65	65	90	90	90*	90*	90*	90*	
		70	70	70	70	95	95	95*	95*	95*	95*	95*
		75	75	75	75	100	100	100	100	100	100	106
				80	80	110	110	110	110	110	110	110
			85	85	120	120	120	120	120	120	120	
			90	90	130	130	130	130	130	130	130	
			95	95	140	140	140	140	140	140	140	
			100	100	150	150	150	150	150	150	150	
						160	160	160	160	160	160	
						170	170	170	170	170	170	
						180	180	180	180	180	180	
									190	190	190	
									200	206	206	

Допускаемые размеры металлических (воздушных) заклепок, Комитетом по стандартизации СССР 20 июля 1930 года как обязательный с 1 октября 1930 года

1. Материал — металл (сталь)
2. В случае явной необходимости применять заклепки, длины которых не содержатся в данной таблице, рекомендуется для заклепок длиной до 100 мм включительно брать длины из ряда целых чисел с окончанием на 2, 5 и 8 в дан вышлеком делении свыше 100 мм — с окончанием на 6 и 0
3. Конусность на стержне допускается на длине 60 мм, считая от конца стержня
4. Допускаемые отклонения в диаметре балочки см. ОСТ 801

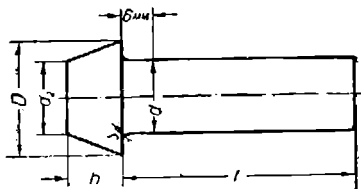
5-е издание
 Август 1931

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 4 июля 1928 года, как обязательный с 1 октября 1929 года

УДУИТ (ДИТ)

С С С Р Совет Труда и Оборона Комитет по Стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 304
	ЗАКЛЕПКИ с бочкообразной головкой, диаметром от 13,5 мм до 34 мм Судостроение	

МБИ (И.В.): 621.883



мм

Диаметр необрабатанной заклепки d	13,5	16,5	19	22	25	28	31	34	
Размеры головки	D	22	26	30	35	40	45	50	55
	h	10	12	14	16	18	20	22	24
	d ₁	13,5	16,5	19	22	25	28	31	34
r	0,5	1	1	1	1	1,5	1,5	1,5	
Диаметр отверстия под заклепку	не нормируется								
Плоская заклепка	28		40						
	30		42						
	32		45						
	35	35	48	48					
	38	38	50	50					
	40	40	52	52	52				
	42	42	55	55	55				
	45	45	58	58	58				
	48	48	60	60	60	60			
	50	50	65	65	65	65	65		
	52	52	70	70	70	70	70	70	
	55	55	75	75	75	75	75	75	
	58	58	80	80	80	80	80	80	
	60	60	85	85	85	85	85	85	
	65	65	90	90	90	90	90	90	
	70	70	95	95	95	95	95	95	
	75	75	100	100	100	100	100	100	
	80	80	110	110	110	110	110	110	
	85	85	120	120	120	120	120	120	
	90	90	130	130	130	130	130	130	
95	95	140	140	140	140	140	140		
100	100	150	150	150	150	150	150		
			160	160	160	160	160		
			170	170	170	170	170		
			180	180	180	180	180		
							190		
							200		

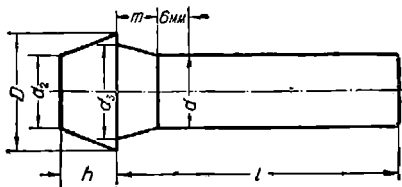
1. Материал — железо (сталь).
2. В случае крайней необходимости применять заклепки, длины которых не содержатся в данной таблице, рекомендуется для заклепок длиной до 100 мм включительно выбирать длины из ряда целых чисел с окончанием на 2, 5 и 8, а для заклепок длиной свыше 100 мм — с окончанием на 6 и 0.
3. Неполнота на стержне допускается на длине — 50 мм, считая от конца стержня.
4. Допускаемые отклонения в диаметре заклепки см. ОСТ 301.
5. Пример обозначения заклепки железной с бочкообразной головкой диам. 22 мм, длиной 110 мм:

Заклепка бочкообразная, железная, 22 × 110 ОСТ 304.

Август 1928

Утвержден Комитетом по Стандартизации при Совете Труда и Оборона 6 июля 1928 года, иан обязательный с 1 октября 1929 года.

С С С Р Совет Труда и Обороны Комитет по Стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 305
	ЗАКЛЕПКИ с бочкообразной головкой и коническим подголовком, диаметром от 16,5 мм до 34 мм Судостроение	
		МБИ(Л.В.):621.883



Диаметр непоставленной заклепки		мм						
d		16.5	19	22	25	28	31	34
Размеры головки	D	26	30	35	40	45	50	55
	h	12	14	16	18	20	22	24
	d ₂	16.5	19	22	26	28	31	34
	d _h	17.5	20	24	27	30	33	36
	m	8	10	11	13	14	16	18
Диаметр отверстия под заклепку		не нормируется						
Длина заклепок l		35		48				
		38		50				
		40	40	52	52			
		42	42	55	55			
		45	45	58	58			
		48	48	60	60	60		
		50	50	65	65	65	65	
		52	52	70	70	70	70	70
		55	55	75	75	75	75	75
		58	58	80	80	80	80	80
		60	60	85	85	85	85	85
		65	65	90	90	90	90	90
		70	70	95	95	95	95	95
		75	75	100	100	100	100	100
		80	80	110	110	110	110	110
		85	85	120	120	120	120	120
		90	90	130	130	130	130	130
	95	95	140	140	140	140	140	
	100	100	150	150	150	150	150	
		110	160	160	160	160	160	
		120	170	170	170	170	170	
		130	180	180	180	180	180	
		140					190	
		150					200	

1. Материал—железо (сталь).
2. В случае крайней необходимости применять заклепки, длины которых не содержится в данной таблице рекомендуется для заклепок длиной до 100 мм включительно выбирать длины из ряда целых чисел с окончанием на 2, 5 и 8, а для заклепок длиной свыше 100 мм—с окончанием на 6 и 0.
3. Конусность на стержне допускается на длине ~50 мм, считая от конца стержня.
4. Допускаемые отклонения в диаметре заклепки см. ОСТ 301.
5. Пример обозначения заклепки железной с бочкообразной головкой и коническим подголовком, диам. 22 мм, длиной 110 мм:

Заклепка бочкообразн. железн. с подгол. 22 X 110 ОСТ 305.

Август 1928

Утвержден Комитетом по Стандартизации при Совете Труда и Обороны 6 июля 1928 года, как обязательный с 1 октября 1929 года

С С С Р Совет Труда и Оборны Комитет по Стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 8
	ЖЕЛЕЗО КРУГЛОЕ Сортамент	МБИ (Л.В.): 621.761.21



Диаметр		Площадь поперечного сечения мм ²	Теоретический вес погонного метра кг	Диаметр		Площадь поперечного сечения мм ²	Теоретический вес погонного метра кг
мм	дюйм			мм	дюйм		
8		50	0.39	—	1 1/2	1140	8.95
—	5/16	71	0.56	39		1195	9.38
10		79	0.62		1 3/8	1337	10.56
11		96	0.75	42		1385	10.88
12		113	0.89	45		1590	12.48
—	1/2	127	1.00	48		1810	14.21
14		154	1.21	—	2	2027	16.91
15		177	1.39	52		2124	16.67
16		201	1.58	56		2483	19.33
17		227	1.78	60		2827	22.20
18		254	2.00	65		3318	26.05
19		284	2.23	70		3848	30.21
20		314	2.46	75		4418	34.68
21		346	2.72	80		6027	39.46
22		380	2.98	85		5675	44.54
24		452	3.55	90		6362	49.94
—		507	3.98	95		7088	55.64
27		573	4.49	100		7854	61.65
—	1 1/8	642	5.04	110		9503	74.60
30		707	5.55	120		11310	88.78
—	1 1/4	792	6.22	130		13273	104.19
33		855	6.71	140		16394	120.84
36		1018	7.99	150		17672	138.72

Д о п у с к и

А. В диаметре

1. Для железа обычной точности прокатки

а) В разных сечениях стержня:

1. Для диаметров от 8 до 20 мм включительно ± 0.5 мм
2. Свыше 20 мм $\pm 3\%$

б) В одном сечении (овальность):

1. Для диаметров от 8 до 20 мм включительно 0.5 мм
2. Свыше 20 мм 3/16

II. Для железа повышенной точности прокатки

а) В разных сечениях стержня:

1. Для диаметров от 8 до 30 мм включительно ± 0.3 мм
2. Свыше 30 мм до 52 мм ± 0.5 мм

б) В одном сечении (овальность):

1. Для диаметров от 8 до 30 мм включительно 0.3 мм
2. Свыше 30 до 52 мм 0.5 мм

Б. В длине (для I и II)

1. До 4 м включительно + 50 мм
2. Свыше 4 м + 100 мм

Примечание. Впредь до перехода на метрическую резьбу допускается и прокатке для изготовления черных болтов дюймовой резьбы такое круглое железо, размеры которого приведены в таблице в дюймах.

4-е издание
Март 1929

Утвержден Комитетом по Стандартизации при Совете Труда и Оборны 16 июля 1928 года
и является обязательным с 1 октября 1928 года.

С С С Р Совет Труда и Оборона Комитет по Стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 9
	ЖЕЛЕЗО КВАДРАТНОЕ Сортамент	МБИ(Л.В.):621.761.21



Размеры сторон квадрата мм	Площадь поперечного сечения мм ²	Теоретический вес одного погонного метра кг
8	64	0.50
10	100	0.79
12	144	1.13
14	196	1.54
16	256	2.01
18	324	2.54
20	400	3.14
22	484	3.80
25	625	4.91
28	784	6.15
30	900	7.07
32	1024	8.04
35	1225	9.62
38	1444	11.34
40	1600	12.56
45	2025	15.90
50	2500	19.63
55	3025	23.75
60	3600	28.26

Д о п у с к и

- а) В стороне квадрата
- 1 Для размеров от 8 до 20 мм включительно $\pm 0,5$ мм
 - 2 Свыше 20 мм $\pm 3\%$
- б) В длине:
- 1 До 4 м включительно $+ 50$ мм
 - 2 Свыше 4 м $+ 100$ мм

1-е издание
Март 1929

Утвержден Комитетом по Стандартизации, при Совете Труда и Оборона 16 июля 1926 года,
как обязательный с 1 октября 1926 года.

С С С Р Совет Труда и Оборона Комитет по Стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 10
	ПРОВОЛОКА ЖЕЛЕЗНАЯ катаная Сортамент	
		МБИ (I.I.V.): 621.761.21

К Р У Г Л А Я			К В А Д Р А Т Н А Я		
Диаметр мм	Площадь поперечн. сечения мм ²	Теорет. вес погон. метра кг	Сторона квадрата мм	Площадь поперечн. сечения мм ²	Теорет. вес погон. метра кг
5.0	19,63	0.1541	6	36	0.283
5,5	23,76	0.1865	7		0.385
6.0	28,27	0.222	8	64	0.507
6,8	33,18	0.260	9	81	0.636
7.0	38,48	0.302	10	100	0.785
7,5	44,18	0.347			
8.0	50,27	0.395			
9.0	63,62	0.499			
10.0	78,54	0.617			
12.0	113,10	0.889			
14.0	153,94	1.208			

Примечание Катаная проволока круглого или квадратного сечения изготавливается в кругах или мотках.

Д о п у с к и

В диаметре круглой или в стороне квадратной проволоки $\pm 0,5$ мм

4-е издание
Март 1929

Утвержден Комитетом по Стандартизации при Совете Труда и Оборона 16 июля 1926 года,
нан обязательный с 1 октября 1928 года.

УДМУНЬ
(ДИПТ)

СССР Совет Труда и Обораны Комитет по Стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 13
	ЖЕЛЕЗО ПОЛОСОВОЕ Сортамент	МБИ (Л.В.): 621.761.21

ОПРЕДЕЛЕНИЕ Полосовым железом называется железо прямоугольного сечения с острыми краями, шириной от 12 мм до 200 мм

Ширина мм	Т о л щ и н а мм																	
	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20	22	25	30	35	40	50	60
Теоретический вес погонного метра																		
кг																		
12	0,377	0,471	0,565															
14	0,440	0,550	0,659	0,769														
16	0,502	0,628	0,754	0,879	1,005													
18	0,565	0,707	0,848	0,989	1,130													
20	0,628	0,785	0,942	1,099	1,256	1,570												
22	0,691	0,864	1,036	1,209	1,382	1,727	2,072											
25	0,785	0,981	1,178	1,374	1,570	1,963	2,355	2,748	3,140									
30	0,942	1,177	1,413	1,648	1,884	2,355	2,826	3,297	3,768									
35	1,099	1,374	1,649	1,923	2,198	2,748	3,297	3,847	4,396	4,946								
40	1,256	1,570	1,884	2,198	2,512	3,140	3,768	4,396	5,024	5,652	6,280	6,908	7,536					
45	1,413	1,766	2,120	2,473	2,826	3,533	4,239	4,946	5,652	6,359	7,065	7,772	8,479	9,185				
50	1,570	1,962	2,355	2,748	3,140	3,925	4,710	5,495	6,280	7,065	7,850	8,635	9,420	10,205	11,000	11,775	12,550	13,325
55	1,727	2,159	2,591	3,022	3,454	4,318	5,181	6,045	6,908	7,772	8,635	9,499	10,362	11,226	12,089	12,953	13,816	14,679
60	1,884	2,355	2,826	3,297	3,768	4,710	5,652	6,594	7,536	8,478	9,420	10,362	11,304	12,246	13,188	14,130	15,072	16,014
65	2,041	2,551	3,062	3,572	4,082	5,103	6,123	7,144	8,164	9,185	10,205	11,226	12,246	13,267	14,287	15,307	16,327	17,347
70	2,198	2,747	3,297	3,847	4,396	5,495	6,594	7,693	8,792	9,891	10,990	12,089	13,188	14,287	15,386	16,485	17,584	18,683
75	2,355	2,944	3,533	4,121	4,710	5,887	7,065	8,242	9,420	10,598	11,775	12,953	14,130	15,307	16,485	17,662	18,840	19,999
80	2,512	3,140	3,768	4,396	5,024	6,280	7,536	8,792	10,048	11,304	12,560	13,816	15,072	16,328	17,584	18,840	20,096	21,352
90	2,826	3,532	4,239	4,946	5,652	7,065	8,478	9,891	11,304	12,717	14,130	15,543	16,956	18,369	19,782	21,195	22,608	24,021
100	3,140	3,925	4,710	5,495	6,280	7,850	9,420	10,990	12,560	14,130	15,700	17,270	18,840	20,410	21,980	23,550	25,120	26,690
110	3,454	4,317	5,181	6,045	6,908	8,635	10,362	12,089	13,816	15,543	17,270	18,997	20,724	22,451	24,178	25,905	27,632	29,359
120	3,768	4,710	5,652	6,594	7,536	9,420	11,304	13,188	15,072	16,956	18,840	20,724	22,608	24,492	26,376	28,260	30,144	32,028
130	4,082	5,103	6,123	7,144	8,164	10,205	12,246	14,287	16,328	18,369	20,410	22,451	24,492	26,533	28,574	30,615	32,656	34,697
140	4,396	5,495	6,594	7,693	8,792	10,990	13,188	15,386	17,584	19,782	21,980	24,178	26,376	28,574	30,772	32,970	35,168	37,366
150	4,710	5,887	7,065	8,243	9,420	11,775	14,130	16,485	18,840	21,195	23,550	25,905	28,260	30,615	32,970	35,325	37,680	40,035
160	5,024	6,280	7,536	8,792	10,048	12,560	15,072	17,584	20,096	22,608	25,120	27,632	30,144	32,656	35,168	37,680	40,191	42,703
180	5,652	7,065	8,478	9,891	11,304	14,130	16,956	19,782	22,608	25,431	28,260	31,086	33,921	36,756	39,591	42,426	45,261	48,096
200	6,280	7,850	9,420	10,990	12,560	15,700	18,840	21,980	25,120	28,260	31,400	34,540	37,680	40,820	43,960	47,100	50,240	53,380

В стандартный сортамент входят лишь те размеры, вес которых указан в таблице

Д о п у с к и

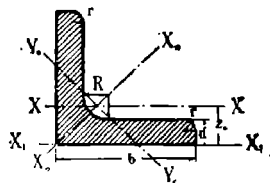
- а) В ширине полос:
 1. Для ширины до 30 мм включ. ± 1 мм
 2. " " свыше 30 мм $\pm 3\%$
- б) В толщине полос:
 1. Для толщины до 16 мм включ. $\pm 0,5$ мм
 2. " " свыше 16 мм $\pm 3\%$
- в) В длине полос:
 1. С нефрезерован. концами при длине до 4 м включ. ± 50 мм
 2. С нефрезерован. концами при длине свыше 4 м ± 100 мм
 3. С фрезерован. концами ± 10 мм

7 е издание
Июль 1930

Утвержден Комитетом по Стандартизации при Совете Труда и Обораны 16 июня 1926 года как обязательный с 1 октября 1928 года.

УДМУТ (ДНТ)

С С С Р Совет Труда и Оборона Комитет по Стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 14
	ЖЕЛЕЗО УГЛОВОЕ равнобокое Сортамент	
		МБИ (I.I.B.): 621.761.21



№№ пр.-филей	Размеры мм				Площадь сечения см ²	Теорет. вес пог. метра кг	Рассто- яние цен- тра тя- жести Z ₀ см	Моменты инерции			
	b	d	R	r				J _{x1} см ⁴	J _x см ⁴	J _{x0} см ⁴	J _{y0} см ⁴
2	20	3	3.5	1.75	1.12	0.88	0.60	0.793	0.392	0.6185	0.1651
		4			1.45	1.14	0.64	1.080	0.492	0.7710	0.2124
2.5	25	3	4	2	1.43	1.12	0.72	1.535	0.798	1.262	0.3333
		4			1.86	1.46	0.76	2.084	1.012	1.597	0.4273
3	30	4	4	2	2.26	1.77	0.88	3.59	1.824	2.884	0.764
		5			2.77	2.17	0.92	4.54	2.183	3.440	0.925
3.5	35	4	5	2.5	2.67	2.10	1.00	5.64	2.954	4.68	1.227
		5			3.28	2.57	1.04	7.13	3.564	5.64	.493
4	40	4	6	3	3.08	2.42	1.12	8.33	4.47	7.09	1.859
		5			3.79	2.97	1.16	10.54	5.43	8.59	2.263
		6			4.48	3.52	1.20	12.78	6.31	9.98	2.654
4.5	45	5	6.5	3.25	4.30	3.37	1.28	14.98	7.87	12.48	3.27
		6			5.09	4.00	1.32	18.11	9.19	14.55	3.84
		7			5.86	4.60	1.36	21.31	10.43	16.47	4.39
5	50	5	7	3.5	4.80	3.77	1.40	20.43	10.96	17.38	4.55
		6			5.69	4.47	1.44	24.74	12.85	20.34	5.35
		7			6.56	5.15	1.48	29.10	14.62	23.10	6.13
5	60	5	8	4	6.91	5.42	1.69	42.5	22.04	36.15	9.53
		7			7.98	6.26	1.73	49.9	26.05	41.30	10.82
		8			9.03	7.09	1.77	57.4	29.16	46.15	12.16
6.5	65	6	8	4	7.51	6.89	1.81	54.0	29.38	46.60	12.14
		8			9.83	7.72	1.89	72.9	37.66	59.70	15.63
		10			12.07	9.47	1.97	92.1	45.20	71.50	19.03

Ом на обороте
УДНБ
(ДНП)

Утвержден Комитетом по Стандартизации при Совете Труда и Оборона 16 июля 1926 года
как обязательный с 1 октября 1928 года

№№ пр.-Филан	Размеры мм				Площадь сечения мм ²	Теоретический вес по метра кг	Расстояние от центра тяжести Z ₀ см	Моменты инерции				
	b	d	R					J _{x1} см ⁴	J _x см ⁴	J _{yo} см ⁴	J _y см ⁴	
7.5	75	8	10	10	6	11.47	9.00	2.13	110.9	58.9	93.3	24.40
		10				14.11	11.08	2.21	140.2	71.2	112.7	29.70
		12				16.67	13.09	2.29	170.0	82.6	130.3	34.86
8	80	8	10	10	6	12.27	9.63	2.25	134.6	72.5	114.6	30.40
		10				15.11	11.86	2.34	170.0	87.2	138.6	35.80
		12				17.87	14.03	2.41	205.8	102.0	160.7	43.26
9	90	10	11	11	6.5	17.13	13.46	2.58	241.0	127.0	201.3	52.6
		12				20.29	16.93	2.66	291.5	148.0	234.4	61.4
		14				23.37	18.35	2.74	342.6	167.8	265.4	70.3
10	100	10	12.5	12.5	6.25	19.17	15.05	2.82	328.7	176.3	280.0	72.7
		12				22.73	17.84	2.90	397.6	206.4	327.0	85.7
		14				26.21	20.57	2.98	467.0	234.5	371.0	97.6
		16				29.61	23.24	3.05	538.0	262.0	412.5	112.0
12	120	10	13	13	6.5	23.18	18.20	3.31	567	313.5	497	130.0
		12				27.54	21.62	3.40	685	357.0	584	150.4
		14				31.82	24.98	3.48	804	419.0	656	172.0
		16				36.02	28.28	3.55	924	470.0	743	197.3
13	130	10	13.5	13.5	6.75	25.23	19.78	3.56	721	402	640	163.6
		12				29.96	23.52	3.64	870	473	751	196.7
		14				34.64	27.19	3.72	1021	541	858	224.6
		16				39.24	30.80	3.80	1172	606	960	251.6
14	140	12	14	14	7	32.37	25.41	3.89	1086	596	947	245.0
		14				37.45	28.40	3.97	1273	683	1084	281.3
		16				42.45	33.32	4.05	1462	765	1215	315.8
15	150	12	14	14	7	34.77	27.29	4.14	1336	740	1177	302.9
		14				40.25	31.60	4.22	1566	849	1349	349.4
		16				45.65	35.84	4.30	1796	952	1513	391.7
		18				50.97	40.01	4.38	2029	1054	1674	433.6

Д о п у с к и

а) В ширине полок ± 3%

б) В толщине полок

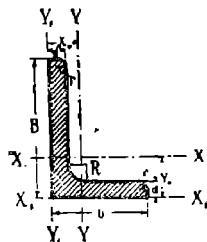
1. при ширине полок до 50 мм включит. ± 0,5 мм
2. свыше 50 до 100 мм ± 1,0 мм
3. 100 до 150 мм ± 1,5 мм

в) В длине углового железа

1. с нефризерованными концами длиной до 4 м ± 50 мм
2. , свыше 4 м ± 100 мм
3. с фризерованными концами ± 10 мм

Примечание Измерение толщины и ширины полок должно производиться на расстоянии 700 мм от конца угольника.

С С С Р Совет Труда и Оборона Комитет по Стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 15
	ЖЕЛЕЗО УГЛОВОЕ черавнобокое Сортамент	МБИ (П.В.): 621 761 27



№№ про- филей	Размеры мм					Площадь сечения см ²	Теоретич. вес-погон. метра кг/м	Расстояние центра тяжести		Моменты инерции			
	B	b	d	R	r			X ₀ см	Y ₀ см	J _x см ⁴	J _y см ⁴	J _x см ⁴	J _y см ⁴
3/2	30	20	3 4	3.5	1.75	1.42 1.85	1.11 1.45	0.80 0.54	0.99 1.03	2.66 3.58	0.802 1.101	1.267 1.597	0.447 0.561
4.5/3	45	30	4 6	6	2.5	2.87 4.17	2.26 3.27	0.74 0.81	1.47 1.55	11.95 18.16	3.584 6.590	5.74 8.08	2.03 2.83
6/4	60	40	6 8	7	3.5	5.69 7.41	4.47 6.82	1.01 1.08	1.99 2.07	42.6 67.3	12.84 17.63	20.06 25.50	7.07 8.91
7.5/5	75	50	6 8 10	8	4	7.21 9.43 11.57	5.66 7.40 9.08	1.20 1.28 1.36	2.43 2.61 2.59	84.6 111.4 140.2	24.75 33.77 43.20	42.2 61.9 62.5	14.33 18.27 21.84
8/4	80	40	6 8 10	8	4	6.91 9.03 11.07	5.42 7.09 8.69	0.88 0.96 1.04	2.84 2.93 3.01	100.6 136.0 169.7	12.88 17.89 23.30	44.8 67.6 69.1	7.52 9.65 11.36
9/6	90	60	8 10	9	4.5	11.46 14.09	8.99 11.06	1.48 1.56	2.95 3.04	192.0 241.4	67.6 73.4	92.1 111.4	32.65 39.30
10/6.5	100	65	8 10 12	9	4.5	12.66 16.59 18.46	9.93 12.24 14.48	1.66 1.64 1.72	3.28 3.37 3.45	263.5 331.0 399.1	73.2 93.0 113.4	127.1 154.3 179.9	42.5 51.2 69.1
12/8	120	80	10 12 14	11	5.5	19.13 22.69 26.17	15.02 17.81 20.54	1.95 2.03 2.10	3.92 4.00 4.08	570 686 804	170.7 207.6 245.2	276.6 323.0 368.4	98.2 114.3 129.8
13/9	130	90	10 12 14	12	6	21.16 25.11 28.99	16.60 19.71 22.76	2.18 2.26 2.34	4.15 4.24 4.32	727.7 871.1 1020.2	241.4 292.9 346.6	358.4 419.7 479.2	140.9 164.7 186.8
15/10	160	100	12 14 16	13	6.5	28.74 33.22 37.62	22.56 26.08 29.63	2.42 2.50 2.67	4.89 4.97 5.05	1336.8 1663.8 1792.6	399.9 471.2 643.9	648.6 743.2 833.3	231.6 263.6 294.9
16/8	160	80	12 14	13	6.5	27.64 31.82	21.62 24.98	1.77 1.85	5.72 6.80	1620 1896	208.5 247.6	719.0 823.0	122.0 138.6

Утвержден Комитетом по Стандартизации при Совете Труда и Оборона 16 июля 1926 года,
как обязательный с 1 октября 1928 года.

Д о п у с к и

а) В ширине полоя $\pm 3\%$.

б) В толщине полок

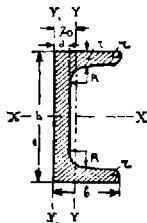
1 При ширине больших полок до 50 мм включительно	± 0.5 мм
2 " " свыше 50 мм до 100 мм включ.	± 1.0
3 " " 100 мм до 160 мм	± 1.5

в) В длине углового железа

1 С нефрезерованными концами длиной до 4 м	+ 50 мм
2 " " " " " " " " выше 4 м	+ 100
3 С фрезерованными концами	+ 10

Примечание. Измерение толщины и ширины полок должно производиться на расстоянии 700 мм от конца угольника

С. С. С Р Совет Труда и Обораны Комитет по Стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	OCT 17
	ЖЕЛЕЗО КОРЫТНОЕ, (швеллерное) Сортамент	МБИ (И.В.): 621.761.21



№№ Про- Филей	Размеры мм					Площадь сечения см ²	Угловат. вес погон. метра в кг	Расстоя- ние центра тяж. от осей	Моменты инерции			Моменты сопротивл.		
	h	b	a	t	r				J _x см ⁴	J _x см ⁴	J _y см ⁴	W _x см ³	W _y см ³	
6	60	38	6	7.5	7.5	3.76	7.47	5.86	1.41	24.2	27.57	9.44	11.03	3.942
6.6	66	42	6.5	8	8	4	9.62	7.55	1.43	34.8	59.9	14.98	18.43	6.42
8	80	46	6	9	9	4.5	11.05	9.30	1.53	48.4	113.9	20.9	28.5	7.02
10	100	50	6	9	9	4.5	13.92	10.93	1.60	65.6	213.2	30.16	42.66	8.86
12	120	56	6.5	9.5	9.5	4.75	17.26	13.55	1.66	92.0	371.6	44.9	61.9	11.67
14	140	60	7	10.5	10.5	5.26	20.92	16.42	1.80	132.2	624.0	64.5	89.2	15.35
16	160	65	7.5	11	11	5.5	24.92	19.56	1.86	175.0	964.0	89.0	119.2	19.20
18	180	70	8	12	12	6	29.26	22.97	2.01	239.6	1433.0	121.0	159.2	24.26
20	200	75	8.6	12.5	12.5	6.25	33.93	26.64	2.08	306.0	2018.0	159.2	202.0	29.40
22	220	80	9	13.5	13.5	6.76	38.94	30.57	2.23	402.0	2831.0	207.8	257.3	36.00
24	240	85	9.5	14	14	7	44.28	34.76	2.30	499.0	3773.0	264.0	314.4	42.60
26	260	90	10	15	15	7.5	49.95	39.21	2.45	635.0	5045.0	334.0	388.0	51.00
30	300	100	11	16.5	16.5	8.25	62.30	48.91	2.60	957.0	8367.0	510.0	557.0	69.70

Примечания 1. Углы внутренних граней полон 8%.

2. Для судостроения прокатывают швеллера №№ 18—30 с более толстыми стенками, с интервалами через 1—2 мм до двойной нормальной толщины.

Д о п у с к и

а) В толщину

1. Для высоты до 100 мм включительно ± 0.75 мм
2. " свыше 100 до 200 мм ± 1.0 "
3. " 200 мм ± 1.5 "

б) В ширину:

1. Для высоты до 100 мм включительно — 2.0 мм и ± 0.75 мм
2. " свыше 100 до 200 мм — 3.5 мм и ± 1.0 "
3. " 200 мм — 4.5 мм и ± 1.5 "

в) В высоту:

1. Для высоты до 100 мм включительно — 1.0 мм и ± 2.0 мм
2. " свыше 100 до 200 мм — 1.5 мм и ± 3.0 "
3. " 200 мм — 2.0 мм и ± 4.0 "

г) В длину:

1. С нефрезерованными концами длиной до 6.5 м ± 50 мм
2. " " " " свыше 6.5 м ± 100 "
3. С фрезерованными концами ± 10 "

Примечание. Измерение ширины и толщины полон производится на расстоянии 700 мм от концов швеллера.

7 е издание
Июль 1930

Утвержден Комитетом по Стандартизации при Совете Труда и Обораны 16 июля 1926 года, как обязательный с 1 октября 1928 года.

С С С Р Совет Труда и Обороны Комитет по Стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 18
	ЖЕЛЕЗО ШИРОКОПОЛОСНОЕ (универсальное) Сортамент	МБИ (I.I.B.):621.761.21

ОПРЕДЕЛЕНИЕ. Широкополосным (универсальным) железом называется железо прямоугольного сечения, шириной не ниже 200 мм, прокатываемое на универсальном стане.

мм

Т о л щ и н а	Ширина через каждые 10 мм
4	200 — 380
5	200 — 390
6	200 — 400
7	200 — 600
8	200 — 780
10	200 — 780
12	200 — 780
14	200 — 780
16	200 — 790
18	200 — 780
20	200 — 780
22	200 — 780
25	200 — 780
28	200 — 780
30	200 — 780
32	200 — 780
36	200 — 450

Д о п у с к и

- а) В ширине:
1. Для полос шириной до 400 мм включительно $\pm 2,5$ мм
 2. " " " от 410 до 780 мм $\pm 3,0$
- б) В толщине:
1. Для полос толщиной до 25 мм включительно $- 0,5$ мм и $+ 1,0$ мм
 2. " " " свыше 25 мм $- 0,75$ мм и $+ 1,5$ мм
- в) В длине:
1. Для полос толщиной до 12 мм включительно ± 10 мм
 2. " " " от 13 до 25 мм включ. ± 15 мм
 3. " " " свыше 26 мм ± 20 мм

7-е издание
Июнь 1930

Утвержден Комитетом по Стандартизации при Совете Труда и Обороны 16 июля 1926 года как обязательный с 1 апреля 1927 года.

15
УДУНТ
(ДИТ)

С С С Р Всесоюзный комитет по стандартизации при Госплане	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 2582
	ОБОЗНАЧЕНИЯ, относящиеся к сопротивлению материалов	МБИ (I.I.B.): 620.1

I ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ВЕЛИЧИНЫ

Высота сечения бруса	h
Ширина сечения бруса	b
Диаметр сечения круглого бруса	d
Радиус сечения круглого бруса	r
Длина прямого бруса; расчетный пролет	l
Площадь сечения, нормального к оси бруса	F
Площадь сечения, нормального к оси бруса за вычетом отверстий	F_{net}
Объем бруса	V
Координаты центра тяжести сечения бруса	x_c, y_c
Статические моменты сечения бруса относительно осей x и y	S_x, S_y
Моменты инерции сечения бруса относительно осей x и y	J_x, J_y
Полярный момент инерции сечения бруса	J_p
Центробежный момент инерции сечения бруса относительно осей x и y	J_{xy}
Наибольший и наименьший (главные) центральные моменты инерции сечения бруса	J_{max}, J_{min}
Момент инерции сечения бруса за вычетом отверстий	J_{net}
Радиусы инерции сечения бруса относительно осей x и y	i_x, i_y
Наибольший и наименьший радиусы инерции сечения бруса (для главных осей)	i_{max}, i_{min}
Моменты сопротивления сечения бруса относительно осей x и y	W_x, W_y
Момент сопротивления сечения бруса за вычетом отверстий	W_{net}
Абсолютная продольная деформация при растяжении или сжатии	Δl
Относительная продольная деформация при растяжении или сжатии	ϵ
Относительный сдвиг (угол сдвига)	γ
Угол закручивания вала (относящийся ко всей расчетной длине его)	φ
Стрела кривой, стрела прогиба, стрела провисания провода или троса, стрела осевой линии кривого бруса	f
Длина кривой	s
Радиус кривизны кривой	ρ

II ВНЕШНИЕ и ВНУТРЕННИЕ СИЛЫ

Внешняя сосредоточенная сила	P
Распределенная нагрузка на единицу длины (интенсивность распределенной нагрузки)	q
Распределенная нагрузка на единицу площади (давление)	p
Вес	G
Вес единицы объема	γ
Вертикальные составляющие опорных реакций двухопорной балки	A, B
Вертикальные составляющие опорных реакций многопролетной балки	A_1, A_2, A_3
Горизонтальная составляющая опорных реакций однопролетной балки	H
Горизонтальные составляющие опорных реакций многопролетной балки	H_1, H_2, H_3
Сила нормальная к плоскости сечения	N
Поперечная или перерезывающая сила	Q
Критическая сила при продольном изгибе	P_k
Нормальное напряжение	σ
Касательное напряжение	τ

См. на обороте

Утвержден Всесоюзным комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 15 января 1931 г.
как обязательный с 1 мая 1931 г.

Суммы моментов внешних сил относительно координатных осей x , y и z	M_x, M_y, M_z
Те же обозначения употребляются для моментов одной внешней силы а также для скручивающего и изгибающего моментов.	
Опорные изгибающие моменты многопролетной балки.	M_1, M_2, M_3, \dots
Потенциальная энергия деформированной системы	U

Примечания к разделам I и II

1. Для координатных осей допустимы в случае надобности помимо вышеуказанных и другие обозначения. В этом случае индексы, а равно и обозначения координат центра тяжести соответственно изменяются.
2. Индекс, указывающий ось может быть опущен, когда это не вносит неясности.
3. При наличии совокупности одноименных величин они обозначаются соответствующей буквой с цифровыми порядковыми индексами внизу с правой стороны

III. ВЕЛИЧИНЫ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ СВОЙСТВА МАТЕРИАЛОВ ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ И РАСЧЕТНЫЕ КОЭФИЦИЕНТЫ

Абсолютное остаточное удлинение при испытании на разрыв	Δl
Относительное остаточное удлинение при испытании на разрыв, равное выраженному в процентах отношению Δl к расчетной длине l_0 образца	δ
Абсолютное уменьшение площади сечения образца при испытании на разрыв	ΔF
Относительное уменьшение площади сечения образца (сужение в шейке) при испытании на разрыв, равное выраженному в процентах отношению ΔF к первоначальной площади сечения F_0	ψ
Модуль упругости (модуль Юнга)	E
Модуль сдвига	G
Коэффициент Пуассона (отношение поперечной относительной деформации бруса к продольной)	μ
Временное сопротивление	σ_b
Предел упругости	σ_e
Предел пропорциональности	σ_p
Предел текучести	σ_s
Удельная работа деформации при испытании на разрыв	a_k
Удельная вязкость надрезанных образцов при ударной пробелна изгиб	A_k
Число твердости по Бринеллю (Brinell)	H_B
В тех случаях, когда твердость определяется каким-либо иным способом, индекс при букве H соответственно изменяется, например, H_R — число твердости по Роквеллу (Rockwell)	
Допускаемое напряжение на простое растяжение	R_t
Допускаемое напряжение на простое сжатие	R_c
Допускаемое напряжение на изгиб	R_b
Допускаемое напряжение на сдвиг	R_s
Коэффициент безопасности (запас прочности)	n
Коэффициент уменьшения основного допускаемого напряжения на сжатие при расчете на продольный изгиб	φ

НБ
УДУНТ
(ДПТ)

ЛИТЕРАТУРА И ИСТОЧНИКИ.

- С. Тимошенко.* Сопротивление материалов.
П. Худяков. Сопротивление материалов.
Д. Зернов. Сопротивление материалов.
О. Ривош. Сопротивление материалов.
К. Бах. Детали машин.
М. Берлов. Детали машин.
И. Бобарыков. Детали машин.
А. Сидоров. Детали машин.
Б. Ошурков. Детали машин.
А. Сидоров. Основные принципы проектирования и конструирования машин.
И. Холмогоров. Детали машин.
Д. Зернов. Прикладная механика.
А. Радциг. Прикладная механика.
Л. Левенсон. Общая теория машин.
М. Саверин. Стандарты металлоизделий и металлов.
Г. Бетман. Грузоподъемные машины.
Л. Кибер. Грузоподъемные машины.
Г. Жирицкий. Паровые машины.
Г. Хедер. Паровые машины.
К. Грейнер. Котельное дело.
С. Шейдин. Современное состояние электросварки за границей.
Е. Патон и Н. Козловский. Сравнение клепанных и сваренных сквозных ферм.
А. Грегор. Железные конструкции.
А. Польгаузен. Детали машин.
П. Худяков и А. Сидоров. Атлас деталей машин.
И. Холмогоров. Атлас деталей машин.

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

Предисловие

Введение

Тема первая. „Основные приемы проектирования деталей машин“.

Задание 1-е. Выбор материала как основной фактор проектирования.

- § 1. Предмет „Детали машин“ и его содержание
- § 2. Понятие о проектировании вообще. Составление эскиза
- § 3. Краткая характеристика материалов, употребляемых в машиностроении.
- § 4. Вопросы для самопроверки

Задание 2-е. Расчет деталей машин вообще.

- § 5. Напряжение и расчетные формулы упругой деформации
 - § 6. Расчетные и проверочные формулы простых деформаций. Сложные деформации.
 - § 7. Оптический метод изучения напряжений
 - § 8. Изготовление чертежей. Стандартные таблицы
 - § 9. Примеры
 - § 10. Вопросы для самопроверки.
- Контрольная работа.

Тема вторая. „Болтовые соединения“.

Задание 3-е. Винт и его теория.

- § 11. Винтовая нарезка, образование ее и зависимость между ее элементами.
- § 12. Зависимость между осевой силой и силой, движущей гайку винта с прямоугольной нарезкой.
- § 13. Коэффициент полезного действия винта с прямоугольной нарезкой
- § 14. Работа трения на прямоугольной нарезке
- § 15. Зависимость движущей силы от трения на торце гайки для прямоугольной нарезки
- § 16. Работа трения, коэффициент полезного действия и величина движущей силы для винтов с треугольной нарезкой
- § 17. Примеры
- § 18. Вопросы для самопроверки.

Задание 4-е. Скрепляющие винты (болты) и болтовые соединения.

- § 19. Системы нарезки.
- § 20. Конструктивные виды скрепляющих винтов.
- § 21. Меры для устранения вращения стержня болтов при завинчивании гайки.
- § 22. Средства против самоотвинчивания гаск.
- § 23. Гаскные ключи.
- § 24. Вопросы для самопроверки.

НЕ
УДУНТ
(ДИТ)

Сканувала Шевченко О.Г.

НБ
УДУНТ
(ДІТ)