

Инж. С. В. ГРУМ-ГРЖИМАЙЛО

НА ДОМ НЕ ДАЮТСЯ

ЭЧЗ

О С Н О В Ы ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

ОНТИ • НКТП • СССР • 1937

НА ДОМ НЕ ВЫДАЕТСЯ

Инж. С. В. ГРУМ-ГРЖИМАЙЛО

56
ЭЧЗ

О С Н О В Ы ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

1961

БИБЛИОТЕКА



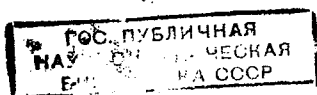
ОНТИ · НКТП · СССР

ГЛАВНАЯ РЕДАКЦИЯ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ И АВТОТРАКТОРНОЙ
ЛИТЕРАТУРЫ

МОСКВА

1937

ЛЕНИНГРАД



4796 $\frac{26}{59}$

Автор, обладающий обширным конструкторским опытом, приводит материалы и практические данные по вопросам взаимозаменяемости, необходимые конструктору и проектировщику при проектировании машин, а также их узлов и отдельных деталей. Книга имеет целью научить конструктора избегать ошибок при назначении размеров допусков, что особенно важно для создания наиболее благоприятных условий эксплуатации машин.

Книга предназначена для конструкторов.

Редактор *В. К. Запорожец*

Техред *И. М. Зудакин*

Корректор *В. К. Индрих*

Граф. матер. выполнен под наблюдением *С. И. Хорошилова*

Изд. № 7. Сдано в набор 13/II 1937 г. Подп. к печ. 19/IV 37 г. Индекс МО 55—5—4.
Тираж 3000. Печ. листов $13\frac{3}{4}$. Бум. листов $6\frac{3}{8}$. Печ. знаков в 1 бум. л. 105 000.
Формат бумаги $62 \times 94\frac{1}{16}$. Уполн. Главлита Б-13223(711). Учетн. авт. л. 15,61.
Учетн. № 2512. Зак. № 656.

Типография Государственного научно-технического издательства Украины
Киев, ул. Воровского 42.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Современное машиностроение предъявляет к проектированию машины требования значительно более высокие, чем несколько лет назад. В прежнее время конструктор ограничивались общими видами узлов и вычерчиванием только наиболее ответственных и сложных деталей. В настоящее время даже детальных чертежей в гранках часто недостаточно: цеха требуют дополнительно технологические разработки и сперационные эскизы.

Это предъявляет к конструктору новые требования. Прежде всего при проектировании конструктор должен не только продумать работу машины, возможность изготовления и сборки, но он должен на чертеже дать технологам все необходимые данные для разработки технологического процесса. Конструктор должен предъявить технологам требование точности исполнения деталей, учитывая возможности имеющегося заводского оборудования. Эти требования (в виде допусков) должны быть жестки, но они не должны напрасно усложнять и удорожать производства. Допуски должны учитывать неточности станка, измерительного инструмента и ошибки изготовления. Они должны быть не меньше суммы этих ошибок, но не должны быть на много больше их, так как допуски, способствующие небрежной работе, роняют качественную дисциплину в цехе.

Если обратиться к вопросу эксплуатации машин, то здесь имеется сравнительно новое требование эксплуатационников, удовлетворить которое умеют далеко не все конструктора. Это — требование взаимозаменяемости деталей. Взаимозаменяемость деталей нужна не только для машин массового производства, но и для машин штучного изготовления.

Если при проектировании и изготовлении машины не учтены требования взаимозаменяемости, то изготовление запасных деталей на склад для единичной машины теряет смысл и условия эксплуатации машины сильно ухудшаются.

Все эти требования предъявляются конструкторам очень жестко, а между тем найти в литературе практические указания по этому вопросу для конструктора трудно. Нелишне здесь указать на книгу Е. Бакингема «Principles of Inchargeable Manufacturing», в которой есть ряд ценных практических указаний и из которой ряд выдержек приведен ниже. Недостаток литературных источников побудил опубликовать материал, накопившийся на заводе АРЕМЗ при проектировании машин серийного производства.

Большую часть публикуемого ниже материала можно было бы отнести к технологии машиностроения, но этого не следует делать, так как это технология не для технологов, а для конструкторов.

Это тот минимум, который должен знать конструктор, для того чтобы не ошибиться в назначении размера допуска. Конструктора машины мало интересует вопрос точности ремонта станка и допуска на его приемку, но зато ему обязательно надо знать, что может дать станок, какие ошибки при изготовлении детали на станке неизбежны и какие, напротив, настолько малы, что ими можно пренебречь.

Текст книги можно разбить на три части:

1. Конструктивная часть (гл. I—VII), в которой собраны указания для проектирования машины. Первые две главы дают руководящие указания для выбора типа машины. Следующие относятся уже к чертежному делу и организации проектирования.

2. Технологическая часть (гл. VIII—XI), как отмечено выше, содержит сведения для конструкторов по технологии. Эта часть имеет целью дать в руки конструктора материал, на основании которого он мог бы подсчитать абсолютный размер минимального необходимого допуска. В ней также даны указания о простановке знаков механической обработки и о выборе измерительного инструмента для обмера детали.

3. Специальная часть (гл. XII—XVII) является развитием второй части, ее применением для различных частных случаев машиностроения. Это далеко не полная часть. В ней разобраны только некоторые узлы, проработанные на заводе АРЕМЗ. Многие конструктивные узлы, например конические шестерни, червяки, ласточкин хвост и пр., пока остались неразобранными. Надо надеяться, что в ближайшем будущем этот пробел будет восполнен.

Считаю необходимым отметить, что эта работа является сводной работой коллектива работников завода АРЕМЗ, перед которым был жестко поставлен вопрос о взаимозаменяемости деталей машин. Особенно выделяется инициативная работа в этом направлении моего ближайшего помощника, конструктора Н. И. Коновалова, который, кроме того, редактировал весь текст книги.

Нельзя также не отметить уроки старшего инспектора контрольного отдела И. В. Зайцева, преподанные автору во время текущей работы по приемке и обмеру деталей.

Большую помощь при проведении через цеха опытных серий оказали старшие контролеры: А. С. Девин, И. А. Абакумов и В. А. Жуков. Прекрасно работали многие рабочие, не пожалевшие времени и несколько раз переделывавшие детали с целью получения хорошего результата.

Всем указанным лицам, коллективу завода АРЕМЗ, а также Научно-исследовательскому институту Гинстальмост, содействовавшему изданию, приношу свою искреннюю благодарность.

А в т о р

ВВЕДЕНИЕ

Если вникнуть глубже в процесс сборки какой-либо машины штучного или массового изготовления, то нетрудно заметить, что сборка машины идет по узлам. Вся машина разбивается на ряд узлов, которые собираются отдельно и в окончательно собранном виде устанавливаются на машину. Часто эти узлы изготавливаются и собираются на различных заводах, и завод, производящий сборку машины, устанавливает только готовые узлы.

Можно взять для примера прототип автомобиля ЗИС — американский «Аутокар»; на этом автомобиле: двигатель — завода «Геркулес», коробка скоростей — Браун-Лайп, руль — Росса, карданы — Спайсер, передний и задний мосты — Тимкен, электрооборудование — Аутолайт и т. д. Завод «Аутокар» изготавливает только раму автомобиля, кабину и кузов и устанавливает готовые узлы.

Это деление машины на узлы является одним из важных моментов при проектировании машины. Удачно разбив машину на узлы, конструктор может сильно облегчить процесс сборки машины. Разбив машину на узлы, конструктор легче может продумать схему связей узлов машины между собой. Сильно упрощаются вопросы сборки и разборки машины, которые надо сводить к свободной выемке целых узлов из машины. Степень взаимозаменяемости (см. ниже) деталей машины повышается, так как появляется возможность изготавливать взаимозаменяемыми целые узлы.

Узел машины, взятый отдельно, может быть разнообразной формы и величины. Узлом может быть одна громоздкая деталь, являющаяся основанием машины (например станина станка). Узлом является ряд деталей, собранных вместе и целиком устанавливаемых на машину. Узел может представлять собой ряд разрозненных деталей, устанавливаемых в разных местах машины (например система управления машины). Наконец узлом могут быть названы совершенно разрозненные детали, прилагающиеся к каждой машине под названием «инструмент и принадлежности».

Каждый узел машины, в свою очередь, состоит из ряда деталей. Детали могут быть изготовлены из одного куска металла, дерева и пр. Деталь может состоять из нескольких частей, соединенных вместе способом, не допускающим разборки, например сваркой, клепкой, запрессовкой и пр. В последнем случае деталь является как бы узлом более низкой категории, чем узел машины.

Могут иметь место случаи, когда один узел является частью другого и вместе с ним устанавливается на машину. Например, система подачи топлива у дизелей часто изготавливается заводами, специализировавшимися на этом деле. Эта система устанавливается на дизель

в виде целого узла. Дизель в свою очередь является узлом автомобиля.

Разбив, таким образом, машину на узлы и на детали, можно подойти к определению понятия взаимозаменяемость. Этот вопрос будем разбирать прежде всего с точки зрения потребителя машин. Разберем отдельно взаимозаменяемость деталей и взаимозаменяемость узлов.

Две или несколько деталей являются взаимозаменяемыми, если при постановке любой из них на машину, во-первых, не требуется никакой дополнительной механической обработки, и во-вторых, работа машины не претерпевает никаких изменений.

Необходимо отметить, что от взаимозаменяемых деталей вовсе не требуется, чтобы они были совершенно одинаковы по материалу и даже конфигурации. Например, последняя новинка автостроения — литой коленчатый вал — будет отличаться и по составу и по внешнему виду от кованого вала, но они могут быть взаимозаменяемыми. Очень часто при штучном ремонте штампованные части заменяются, например, кованными или точеными из целого куска. Точеные по внешнему виду будут резко отличаться от штампованных, но они будут взаимозаменяемыми.

В конце концов потребителю часто безразлично, как и из какого материала сделана деталь. Ему важно, чтобы можно было установить деталь на место без припасовки и чтобы она работала вполне удовлетворительно. Если это будет выдержано, то потребитель назовет эти детали взаимозаменяемыми.

То же самое можно сказать и об узлах машины: два или несколько узлов являются взаимозаменяемыми, если при постановке на машину одного узла взамен другого, во-первых, не требуется никакой дополнительной механической обработки или пригонки, во-вторых, работа машины при замене не претерпевает никаких изменений.

И в этом случае от взаимозаменяемости узлов не требуется вовсе, чтобы они были одинаковы по конструкции. Механизмы могут сильно отличаться один от другого и по конструкции, и по размерам, и даже по идее, положенной в основу их работы.

Возьмем для примера карбюратор автомобиля. Пусть имеются два карбюратора, различные по конструкции, но с одинаковыми фланцами для крепления к двигателю. Если при замене одного другим характеристика двигателя не будет изменяться, то карбюраторы будут взаимозаменяемыми независимо от их типа.

Возьмем другой пример — электрооборудование автомобиля ЗИС. Двигатель может работать как с электрооборудованием наших заводов, так и с электрооборудованием Аутолайт или Бош. Работа двигателя будет одинакова, несмотря на то что электрооборудование различного происхождения и отличается как по конструкции, так и по мелочам электрической схемы. В данном случае взаимозаменяемость будет неполной, или можно сказать, что степень взаимозаменяемости будет понижена. У одной из схем Аутолайт весь ток стартера идет через кнопку включения, которая делается очень массивной и ставится на полу для включения ногой. У электрооборудования Бош через кнопку включения стартера идет небольшая часть тока

и небольшая кнопка для включения ставится на общем щитке. Таким образом при замене электрооборудования Бош на Аутолайт придется провести некоторые дополнительные монтажные работы.

Выясним, что следует понимать под степенью взаимозаменяемости машины. *Полной взаимозаменяемостью обладает машина, у которой все без исключения детали и узлы могут заменяться без дополнительной пригонки. Машины, у которых не все детали взаимозаменяемы, называются машинами с пониженной степенью взаимозаменяемости.*

Из этих двух определений первое теоретично и нереально. Едва ли можно сейчас найти машину, которая удовлетворяла бы целиком первому требованию. Например, редуктор с несколькими парами шестерен не является механизмом с полной взаимозаменяемостью деталей. Половинки корпуса редуктора растачиваются всегда комплектно, и замена одной половины невозможна. Если одна из частей корпуса редуктора будет повреждена, то сменять придется весь корпус, а не только поврежденную часть.

Всякий автомобиль массового производства не является машиной с полной взаимозаменяемостью деталей по следующим причинам:

1. В автостроении при сборке неподвижных посадок элемента вал-отверстие широко пользуются методом подбора деталей. Следствием этого является то, что не все детали, лежащие на складе запасных частей, могут быть установлены на машину. Из массы деталей необходимо отобрать детали соответствующего размера, и только тогда их можно установить на автомобиль.

2. Несмотря на громадные достижения современного машиностроения, некоторые детали выполнить с точностью, необходимой для получения взаимозаменяемости, не удастся. К таким деталям, например, относятся вилки карданного сочленения. Для хорошей работы кардана необходимо, чтобы оси соединяемых валов в точности совпадали. Если этого нет, то кардан будет стучать и греться. Исполнить точно вилки и кольца кардана не удастся. Выходом в данном случае является изготовление комплектных карданов, детали которых склепаны или сварены между собой. Подобрать соответствующие детали и добиться биения кардана менее допускаемого этим способом легче, чем повышать точность изготовления.

Ружья также не являются механизмами с полной взаимозаменяемостью деталей. Смена деталей прицельного приспособления (например мушки) всегда требует пристрелки ружья.

Таким образом всякий машиностроительный завод должен стремиться к повышению степени взаимозаменяемости машины. Но в тех случаях, когда это практически недостижимо, технически трудно или дорого, следует идти на понижение степени взаимозаменяемости. Одновременно¹ следует принять необходимые меры для того, чтобы потребитель имел возможность, несмотря на неполную взаимозаменяемость, сменить сломавшиеся части.

В приведенных выше случаях необходимо, например, давать комплектные корпуса редукторов, при сборке подбором деталей помечать на каждой из них ее размер, иметь на складах готовые собранные карданы и т. д.

Перейдем к вопросу о том, каким образом можно достигнуть высокой степени взаимозаменяемости машины. Два условия являются обязательными в этом случае;

1) проект машины должен быть исполнен с учетом требований взаимозаменяемости;

2) точность изготовления деталей должна быть на должной высоте.

Предположим, что один из узлов машины устанавливается на раму из швеллеров на четыре болта. Поверхность сварной или клепаной рамы никогда не будет абсолютно ровной. Следовательно, одна из опор узла не сможет встать на раму и между ней и рамой останется зазор. Узел же будет стоять на трех опорах. При сборке такой машины можно идти двумя путями: а) притянуть четвертую опору к раме болтом — это будет неверный путь, так как в механизме возникнут вредные напряжения, которые могут оказать влияние на работу машины; б) под лапу припилить точно подкладку. С точки зрения работы машины это будет правильным шагом, но взаимозаменяемость будет потеряна. Пустить такую машину на конвейер нельзя — конструкция неудовлетворительна.

Предположим, что конструктор запроектировал посадку какой-либо детали, например шестерни, шкива, муфты и пр., на клин. Клин требует всегда припиловки по месту, шпонка обычно также припиливается по месту, они не взаимозаменяемы. Это является причиной того, что клин и шпонка вытесняются шлицами, которые при хорошем исполнении взаимозаменяемы.

Предположим, что идея, положенная в основу проекта машины, с точки зрения взаимозаменяемости правильна. Но при исполнении рабочих чертежей конструктора не выявили сборочных и производственных баз (см. гл. III) и не поставили допусков. Машина вычерчена так, как это требовалось и считалось удовлетворительным 10—15 лет назад. Взаимозаменяемость не будет в этом случае безнадежно потеряна, но цеха будут поставлены в очень трудное положение: им или придется установить допуски и держать их в памяти рабочих и контролеров (опыт цеха); или же на все детали сделать шаблоны и, таким образом, зафиксировать опыт освоения производства машины. Несомненно, что более простым путем является путь простановки допусков на чертежах. Шаблоны, в таком случае, исполняются не для сохранения опыта цеха, а для облегчения и ускорения работы. В этом случае взаимозаменяемость может быть потеряна из-за плохих чертежей.

Предположим, что на заводе не освоено производство бесшумных шестерен. Для достижения бесшумности работы машины завод прибегает к приработке передач наждаком. Смена одной из шестерен в таком случае будет невозможна, так как это поведет к появлению шума. Шестерни не будут взаимозаменяемы. Причиной этого является пониженная точность изготовления шестерен.

Плохая работа завода особенно ярко сказывается на элементе вал-отверстие. В современной машине вал соединяется с отверстием по определенному типу посадки. Только в этом случае машина будет качественной. Следовательно, завод, изготавливающий машину, должен «владеть характером посадки». Он должен уметь исполнить неболь-

шое число деталей, минимум по второму классу ОСТ, лучше — по первому.

Таким образом мы видим, что проблема взаимозаменяемости очень широкая проблема. О взаимозаменяемости должен прежде всего думать конструктор, когда проектирует машину, чертежник, когда чертит детали. Если имеется хороший проект машины, технологи и цеховые работники должны думать о том, каким образом можно достигнуть необходимой точности обработки. Наконец, торговый аппарат должен знать узлы машины, которые не взаимозаменяемы, и детали, собирающиеся методом подбора.

Только в том случае, если все перечисленные работники окажутся на высоте, потребитель получит машину с действительно взаимозаменяемыми деталями и запасные части к ней.

КОНСТРУКЦИИ МАШИН С ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМЫМИ ДЕТАЛЯМИ

Необходимо различать три основных, конструктивно различных типа машин: 1) жесткие машины, 2) деформирующиеся машины, 3) машины на «трех точках». Разберем каждый из этих типов с точки зрения конструкции и взаимозаменяемости.

† Жесткой машиной будем называть машину, основанием которой является литая или сварная станина, достаточно массивная, чтобы не допустить при работе больших деформаций. Лучшим примером такой станины является станина эксцентрикового пресса (фиг. 1).

Подобные прессы обыкновенно устанавливаются на заводах и работают на одном месте месяцы, годы, а иногда и не сдвигаются с места до окончательного износа. В данном случае вес станины никакого значения при эксплуатации не имеет. Зато точность работы прессы, являющаяся результатом жесткости и массивности станины, является основным требованием к прессу, и нет абсолютно никакого смысла и даже недопустимо экономить в весе прессы. Утолщение стенок отливки, с одной стороны, облегчит процесс отливки, с другой — увеличит жесткость. Некоторый добавочный расход чугуна или стали и добавочная плата за однократную перевозку не должны быть в данном случае препятствием. Особым достоинством машин подобного типа необходимо считать их тяжесть, как основу из выносливости и точности при тяжелых условиях работы: «Heavy duty machine»¹, — как говорят американцы.

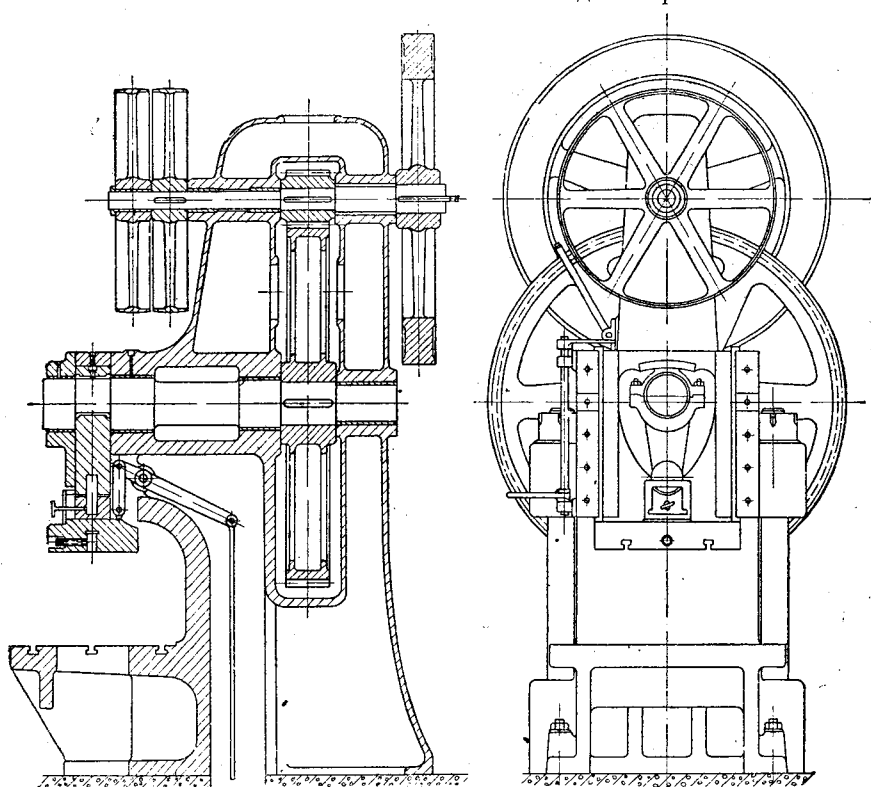
Если предположить, что станина прессы (фиг. 1) является абсолютно жесткой, то при проектировании такой станины можно давать небольшие допуски, требуя их выполнения и рассчитывая их таким образом, чтобы иметь необходимый характер соединения. При соблюдении ряда условий конструкторами и цеховыми работниками подобный пресс может быть исполнен с полной взаимозаменяемостью деталей.

Возьмем другой пример — станину токарного станка (фиг. 2). В этом случае вопрос несколько усложняется тем, что станина имеет относительно большую длину и две опорные поверхности. Во время транспортировки и установки станина деформируется, и неудачной установкой можно испортить прекрасный токарный станок. Всем известно, что установка токарного станка — работа, требующая особого внимания, и проверка горизонтальности направляющих станка в данном случае обязательна. Здесь нельзя ограничиться подливкой цемента и подтяжкой болтов, не следя за деформациями станины.

¹ Машина для тяжелой работы.

Вообще надо сказать, что установка крупных станин на фундамент является одним из самых ответственных моментов монтажа.

Примером удачно исполненной подобной работы может служить установка паровой машины в 5000 л. с. на Нижне-Сальдинском заводе на Урале (в 900-х г.). Установка этой машины производилась на естественную гранитную скалу, как на фундамент, причем порядок установки был следующий. Скала была грубо выравнена, и на нее была поставлена станина на небольшой высоте над поверхностью. После

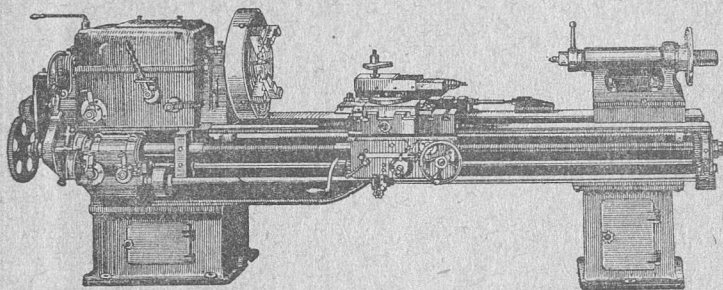


Фиг. 1. Эксцентриковый пресс;

этого опытный каменотес, пользуясь плоским шаблоном *а* (фиг. 3), протесал на граните небольшие площадки таким образом, что шаблон плотно входил между площадкой и станиной. Станина была снята, и вся поверхность скалы выравнена по контрольным площадкам по линейке. Вновь установленная станина была притянута болтами, заделанными в скалу.

Интересна приемка установки станины, произведенная монтером фирмы, изготовившей машину. Он взял столовый нож и отточил его так, что он представлял собой легко гнущийся листочек стали. Отвертывая поочередно фундаментные болты, он пробовал подсунуть нож между станиной и фундаментом (фиг. 4). Только убедившись в том, что нож нигде не проходит, он принял монтаж машины.

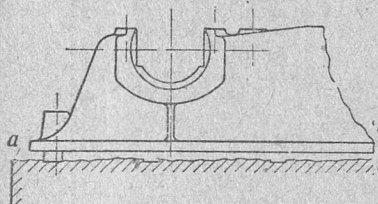
В данном случае для нас неинтересны приемы установки и приемка, для нас является важным момент «ращивания» машины с фундаментом. При больших станинах, имеющих большие опорные поверхности или несколько поверхностей, жесткости станины, как бы она массивна



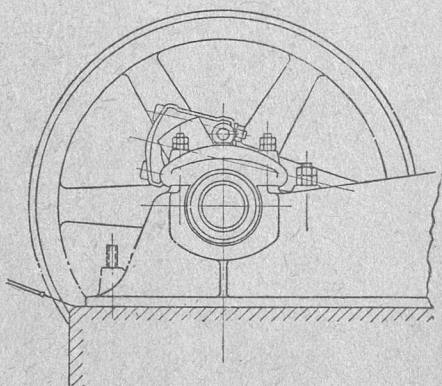
Фиг. 2. Токарный станок.

ни была, нехватит — деформация в десятые или сотые доли миллиметра, всегда будет иметь место. В этом случае фундамент является как бы составной частью машины, добавляющей машине недостающую ей жесткость. Этим и объясняются такие жесткие требования к установке машины на фундамент.

Углубляясь в вопрос о связи фундамента с машиной, нельзя не остановиться на прокатном стане. В этом случае (фиг. 5 см. стр. 16) массивный фундамент является основой целой цепи механизмов, начиная от мотора и кончая рабочими клетями. Все эти механизмы связаны между собой эластичными муфтами, например, муфты на



Фиг. 3. Подгонка фундамента паровой машины.



Фиг. 4. Приемка фундамента.

трефах валов (фиг. 6), которые поглощают все деформации во время работы стана.

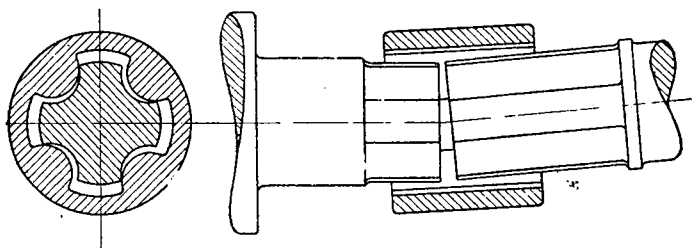
Относительно описанных конструкций необходимо сказать прямо, что при хороших проектах, исполнении деталей и монтаже — взаимозаменяемость деталей в жестких машинах вполне достижима.

Это, конечно, не значит, что спроектировать жесткую машину значит спроектировать взаимозаменяемую машину. Ниже мы увидим, что требования взаимозаменяемости к проекту очень высоки, и по проекту, спроектированному без учета этих требований, добиться

взаимозаменяемости невозможно. Хорошая и точная работа цехов будет недостижима в этом случае.

Теперь перейдем к машинам деформирующимся. Этот тип машин следует разбить на две группы:

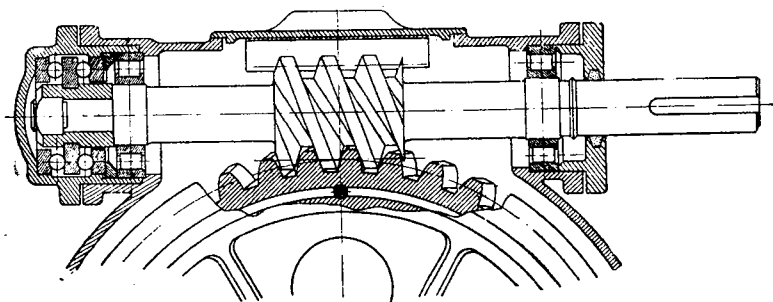
а) машины, деформации которых при работе неизбежны;



Фиг. 6. Треф.

б) машины, представляющие собой принципиальные ошибки конструкторов.

К первым машинам или деталям приходится отнести прежде всего те, которые нагреваются во время работы частично или полностью. Подобных примеров можно найти бесконечное количество.



Фиг. 7. Червячная коробка.

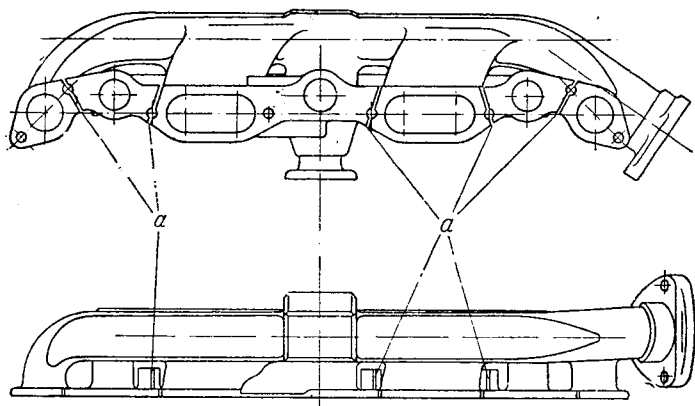
Правильно будет сказать, что во всякой машине есть детали, при проектировании которых необходимо принимать во внимание их температурные деформации.

Возьмем любой передаточный механизм. Коэффициент полезного действия его всегда меньше 1, т. е. некоторое количество энергии постоянно во время работы переходит в тепло. Детали его нагреваются, а значит и деформируются; эти деформации должны привлечь внимание конструктора. Должны быть даны зазоры для допущения свободных деформаций.

Приведем один пример подобного механизма, в котором температурные деформации имеют большое значение. На фиг. 7 дан разрез червячной коробки вдоль червяка. Червяк, как известно, нагревается очень сильно и, нагреваясь, удлиняется. Один из его концов имеет шариковый упор, и положение его точно фиксировано. Другой конец, покоящийся на роликоподшипнике, может перемещаться вдоль оси

червяка, так как обойма роликподшипника сделана гладкой, без выступов.

Другой пример конструкции, в котором должно быть обращено особое внимание на температурные деформации, это выхлопная труба двигателя внутреннего сгорания. Картер двигателя представляет собой жесткую конструкцию, интенсивно охлаждаемую водой. Выхлопная же труба охлаждается только воздухом, и температура ее часто доходит до 300° и выше. На фиг. 8 изображен коллектор двигателя Геркулес, который приболчивается к картеру. На фигуре видны прорезы в опорной поверхности, предупреждающие образование трещин.

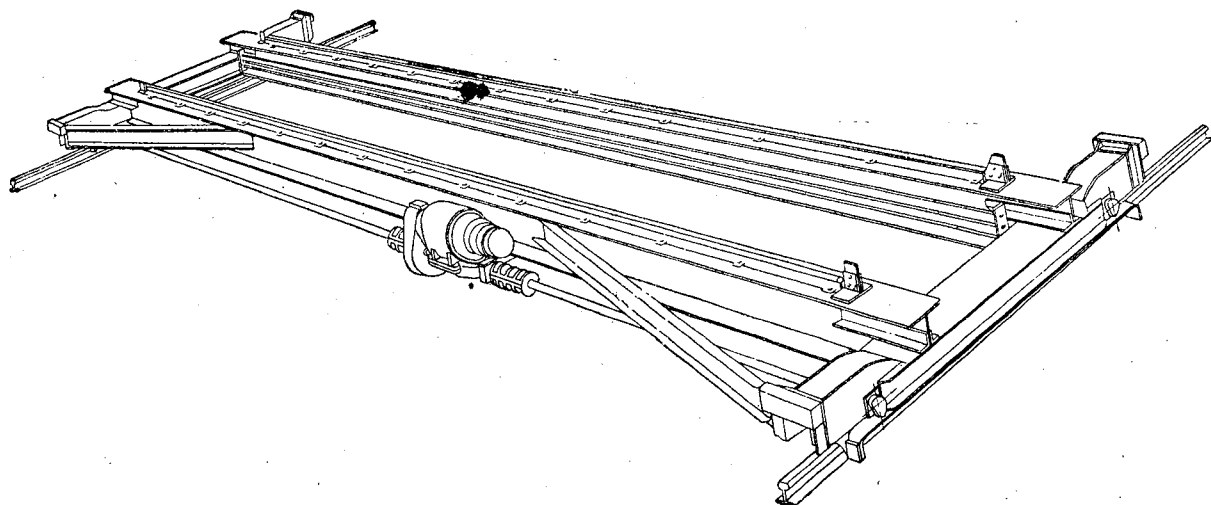


Фиг. 8. Коллектор двигателя Геркулес.

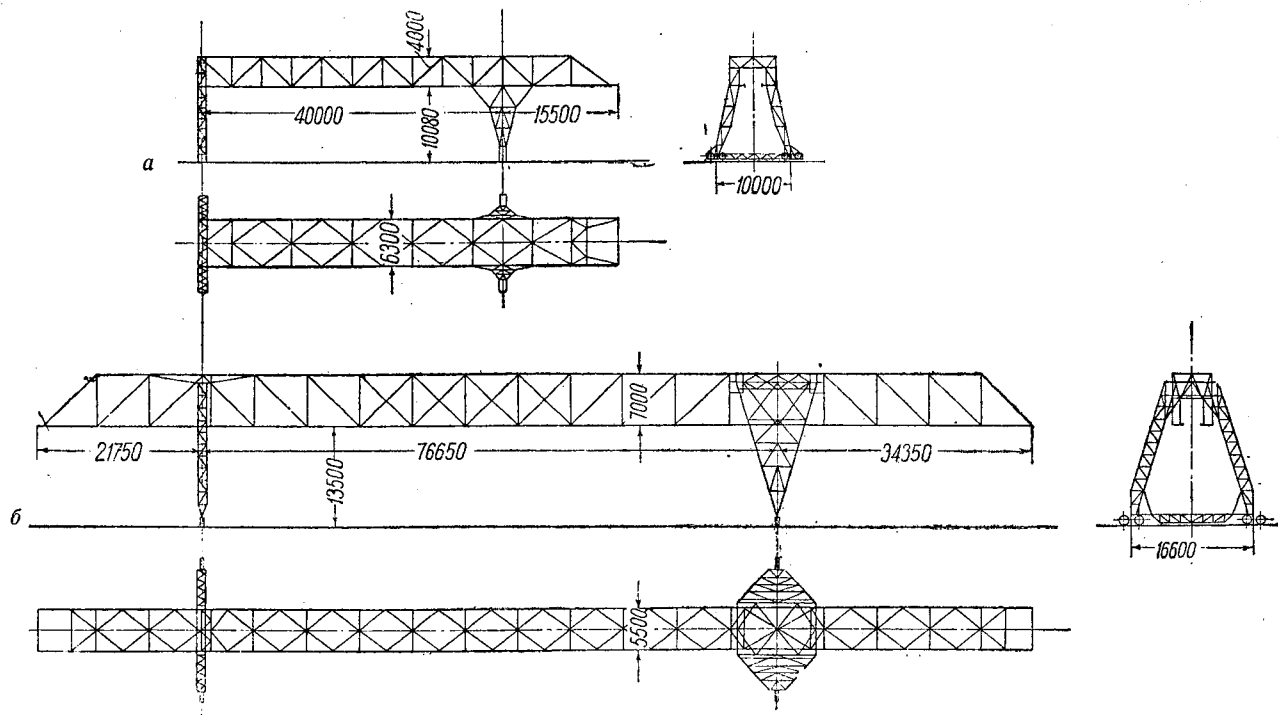
Редки случаи, когда приходится мириться с машиной деформирующегося типа (не считая температурных деформаций и деформации рессор) при отсутствии для данного случая другого типа машины, хотя это и идет за счет качества.

Примером машины подобного типа может служить мост крана. Обычная конструкция четырехколесного моста дана на фиг. 9. Четыре колеса этого моста жестко установлены в опорных балках, причем точности установки колес по высоте при больших размерах крана, конечно, гарантировать нельзя. Качение моста происходит по подкрановым балкам, которые, во-первых, прогибаются под нагрузкой и, во-вторых, могут быть неточно установлены, в-третьих, в местах стыков рельс колеса проходят через местные прогибы. Все это исключает возможность считать подкрановый путь идеальной поверхностью качения. Колеса сильно груженого моста крана должны следовать всем неровностям пути, а это возможно только при деформациях моста крана. В некоторых случаях выходом из подобного положения является подстановка рессор, которые компенсируют все неровности пути, но в настоящее время краны на рессорах не строятся: конструктора мирятся с деформациями, которые в сравнении с пролетом относительно невелики.

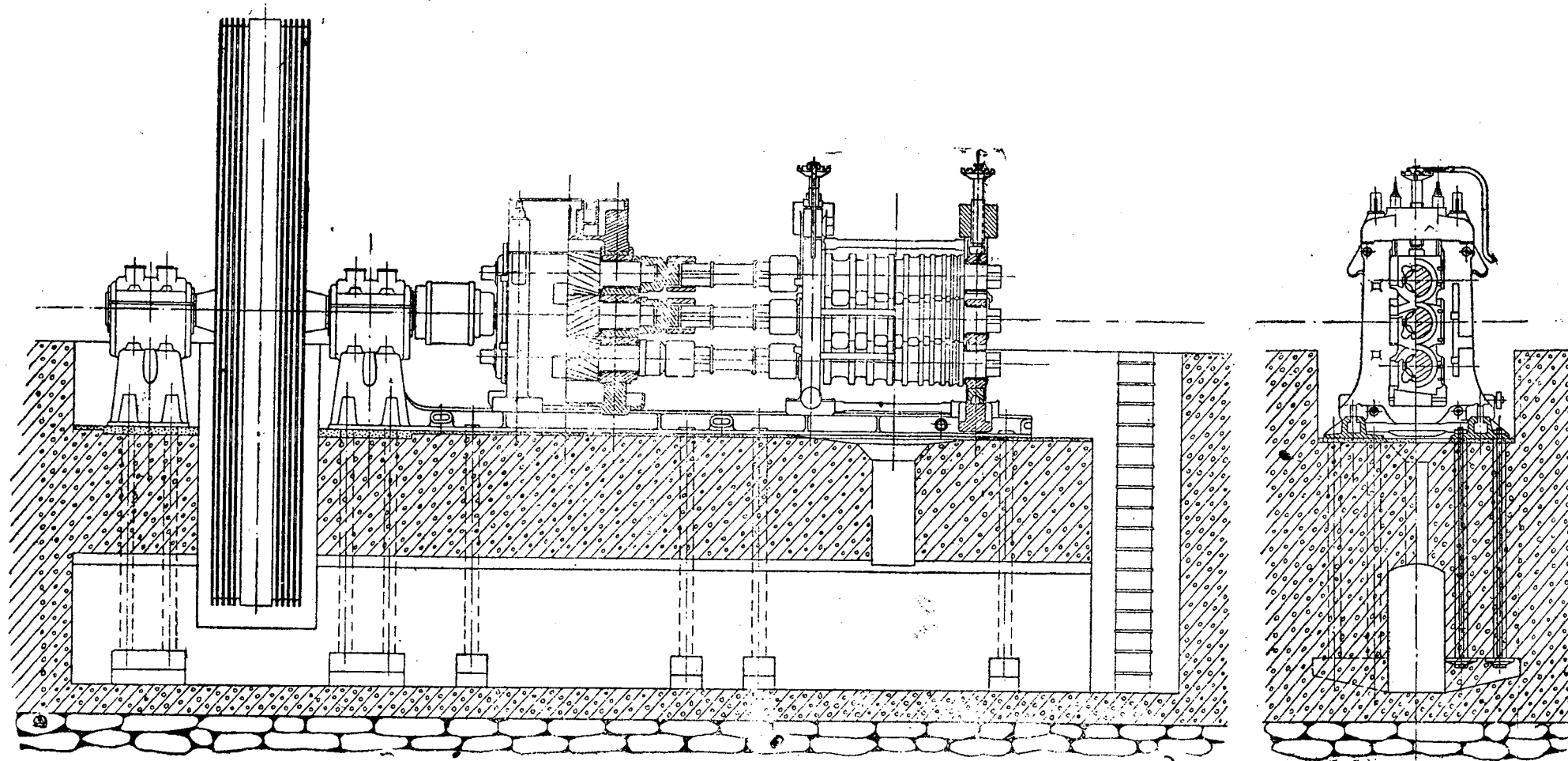
Очень интересное решение этого вопроса для больших перегрузочных мостов дают некоторые американские краностроительные заводы.



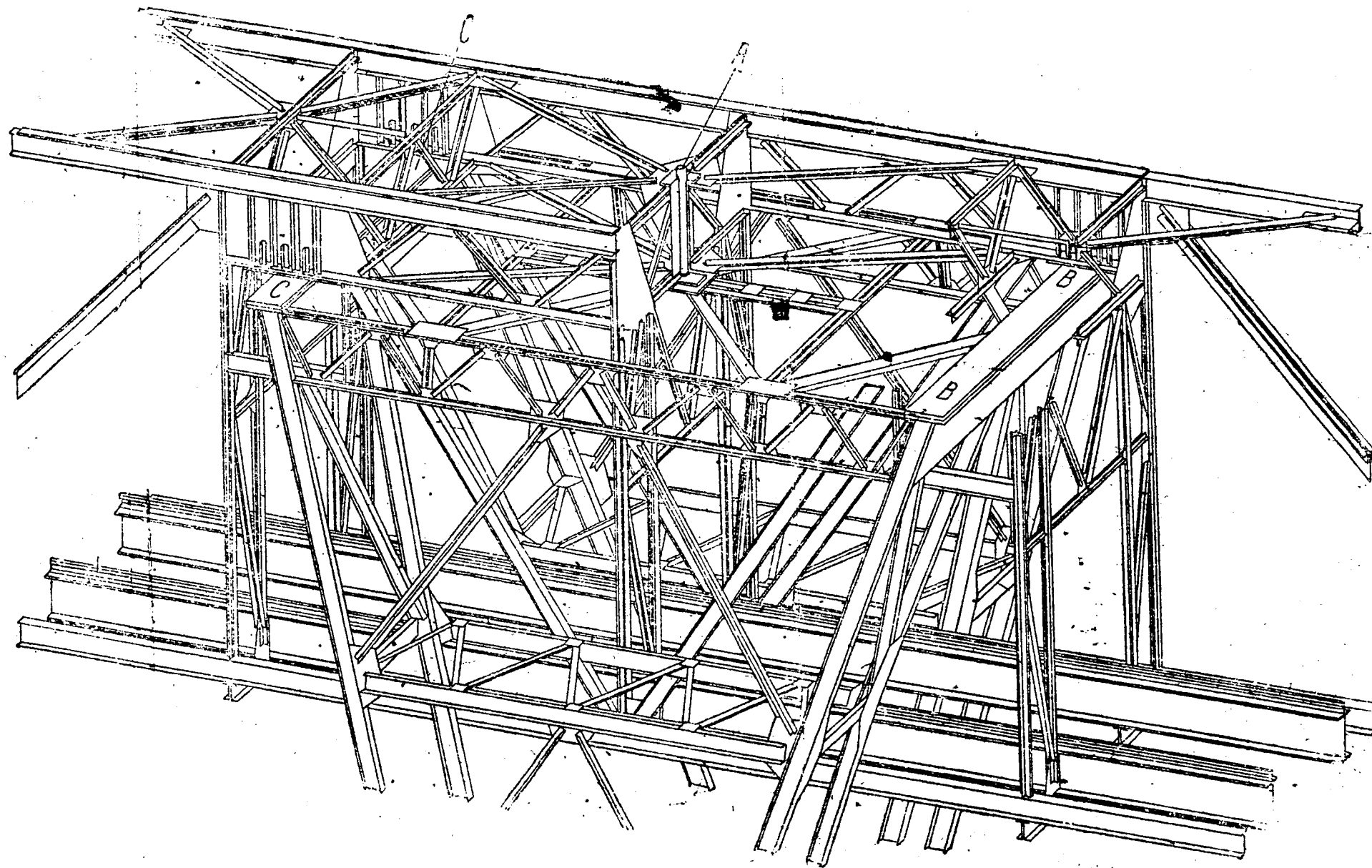
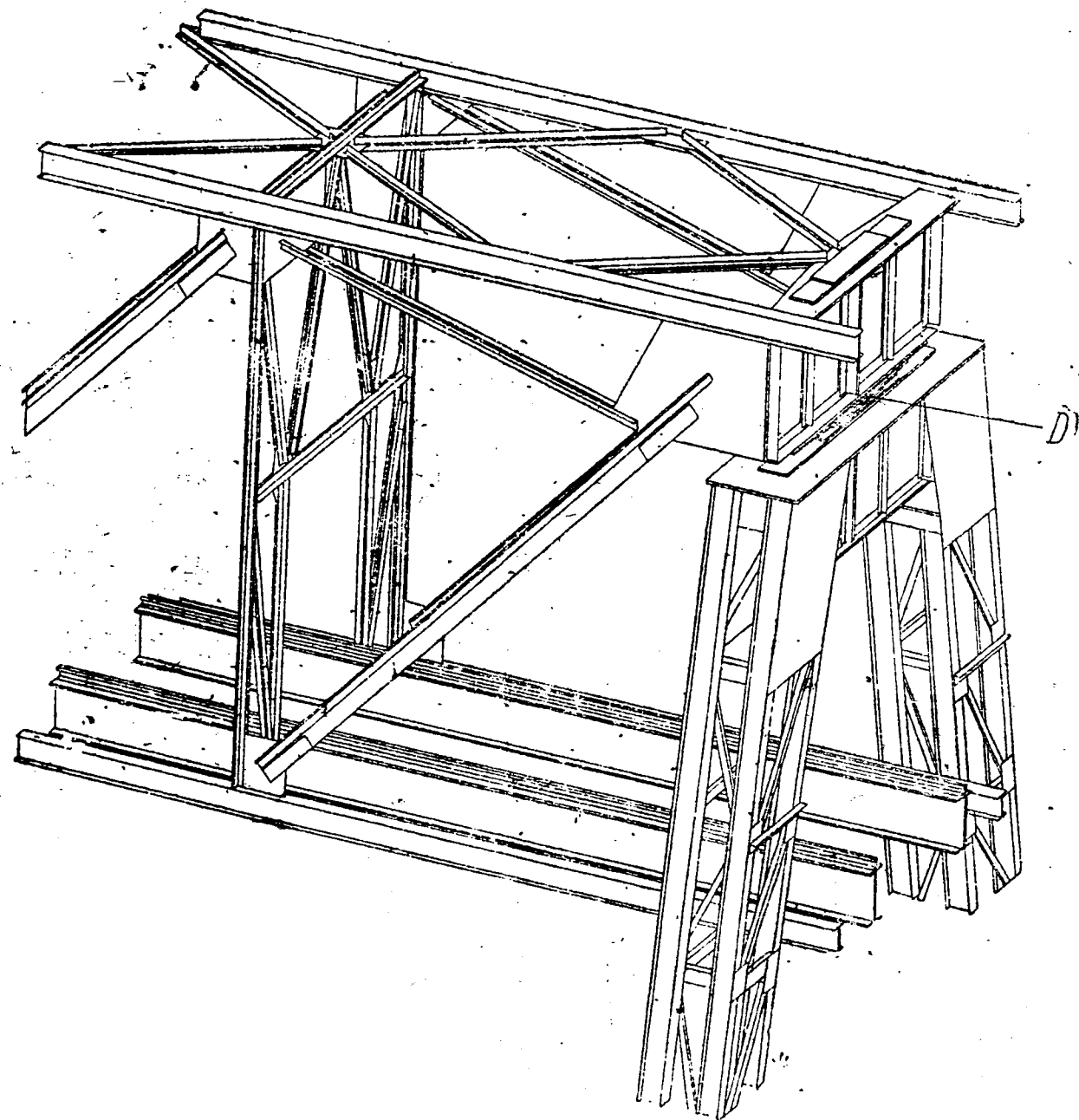
Фиг. 9. Мост крана.



Фиг. 10. Схемы перегрузочного моста.



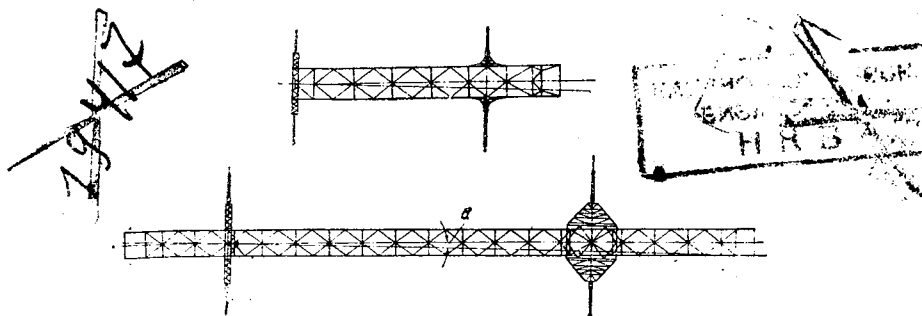
Фиг. 5. Прокатный стан.



Фиг. 12. Узлы американского перегрузочного моста.

На фиг. 10 даны схемы двух перегрузочных мостов: одного европейской конструкции *a* сравнительно небольшого пролета (40 м) при общей длине 55,5 м; другого — американских заводов *b*, значительно большего пролета (76,65 м) при длине 132,75 м. Первый мост типичной деформирующейся конструкции. Он рассчитан, как статически определяемая ферма, и в его конструкции сделано все, чтобы придать ему большую горизонтальную жесткость.

При пролете в 40 м ширина его верхней части 6,3 м. Но как бы ни была велика горизонтальная жесткость моста, все равно деформации моста при движении будут иметь место. Одна нога будет забегать вперед и мост будет изгибаться так, как показано на фиг. 11. Эти деформации будут очень вредно отзываться на его механизмах, и срок службы моста будет невелик.



Фиг. 11. Деформация перегрузочных мостов.

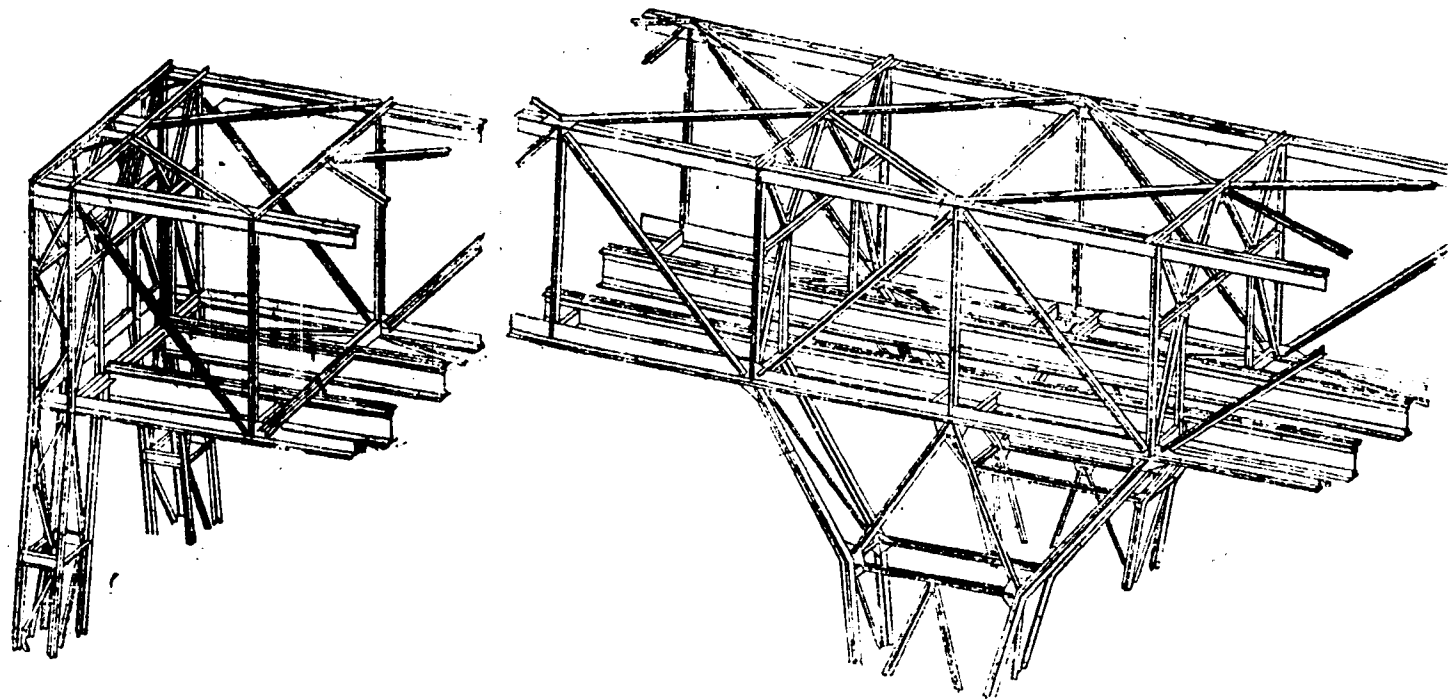
Сравним конструкцию американского моста, как его обычно называют перекашивающегося моста. У этого моста нет жесткого соединения ног с мостом. Главная нога имеет в середине: штырь *A* (фиг. 12), который удерживает мост от горизонтальных смещений по ноге, но не является опорой.

Все вертикальные силы — вес моста, тележки, груза и пр. — воспринимаются плоскими опорами *BB* и *CC*, которые в свою очередь допускают любые горизонтальные перемещения. Другая качающаяся нога соединена с мостом в одной точке *D*.

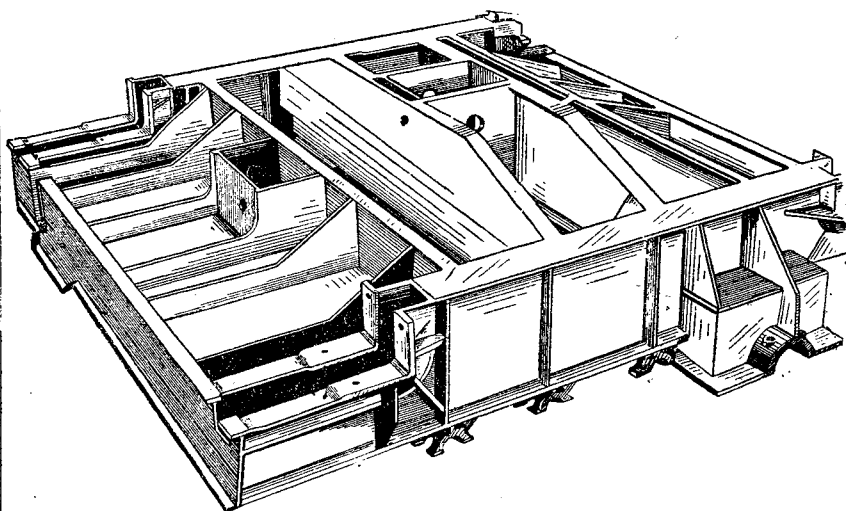
Механизм передвижения этого моста имеет так называемый «электрический вал», т. е. совершенно отдельные механизмы передвижения ног, соединенные между собой только электрически.

Когда этот мост движется, то опережение одной из ног не вызывает никаких деформаций моста. Мост просто перекашивается под некоторым углом к путям и ногам и в таком перекошенном положении движется вдоль путей (фиг. 11). В случае если перекося *a* выйдет за допустимый предел, вступают в действие ограничители, которые выключают мотор ноги, идущей впереди, и мост выравнивается. Эти мосты, установленные на наших заводах, работают прекрасно, тогда как на деформирующиеся мосты (фиг. 13) имеются нарекания.

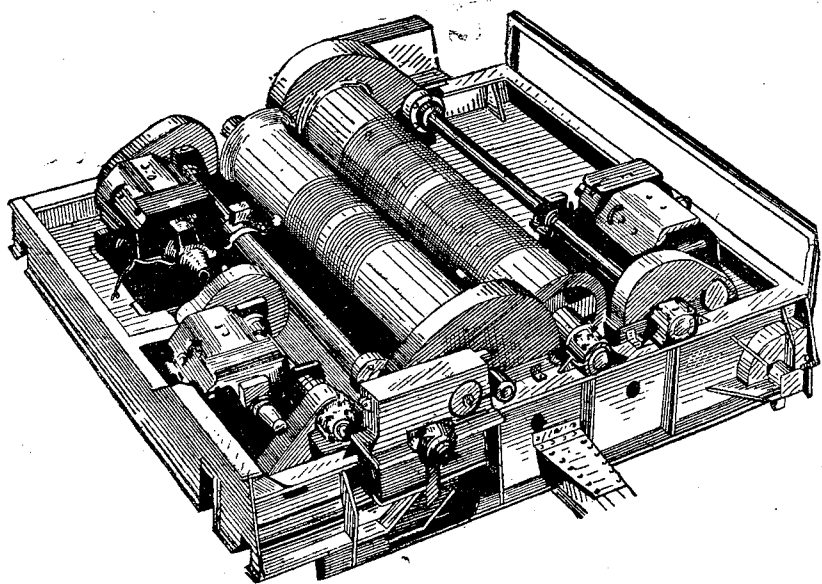
Если теперь перейти от кранового моста к тележке, то приходится сознаться, что в большом количестве проектов крановых тележек сказывается непонимание их работы.



Фиг. 13. Узлы швейцарского перегрузочного моста.



Фиг. 14. Рама американской тележки.



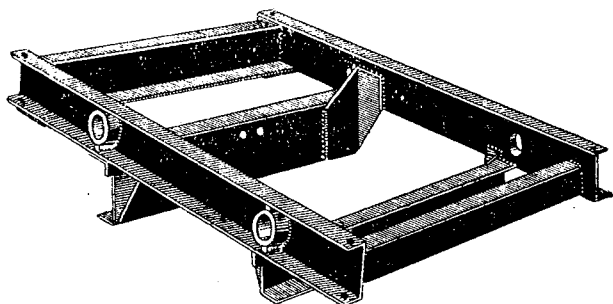
Фиг. 15. Тележка

Рассмотрим тележки с точки зрения жесткости. Могут быть два случая:

а) рама тележки (фиг. 14), а следовательно, и вся тележка на раме подобного типа (фиг. 15) настолько жестки, что деформации их невозможны;

б) рама тележки (фиг. 16) допускает любые деформации в пределах нескольких миллиметров.

В первом случае механизмы тележки находятся в идеальных условиях, но зато при малейшей неточности в установке ходовых колес тележка будет кататься на трех колесах.



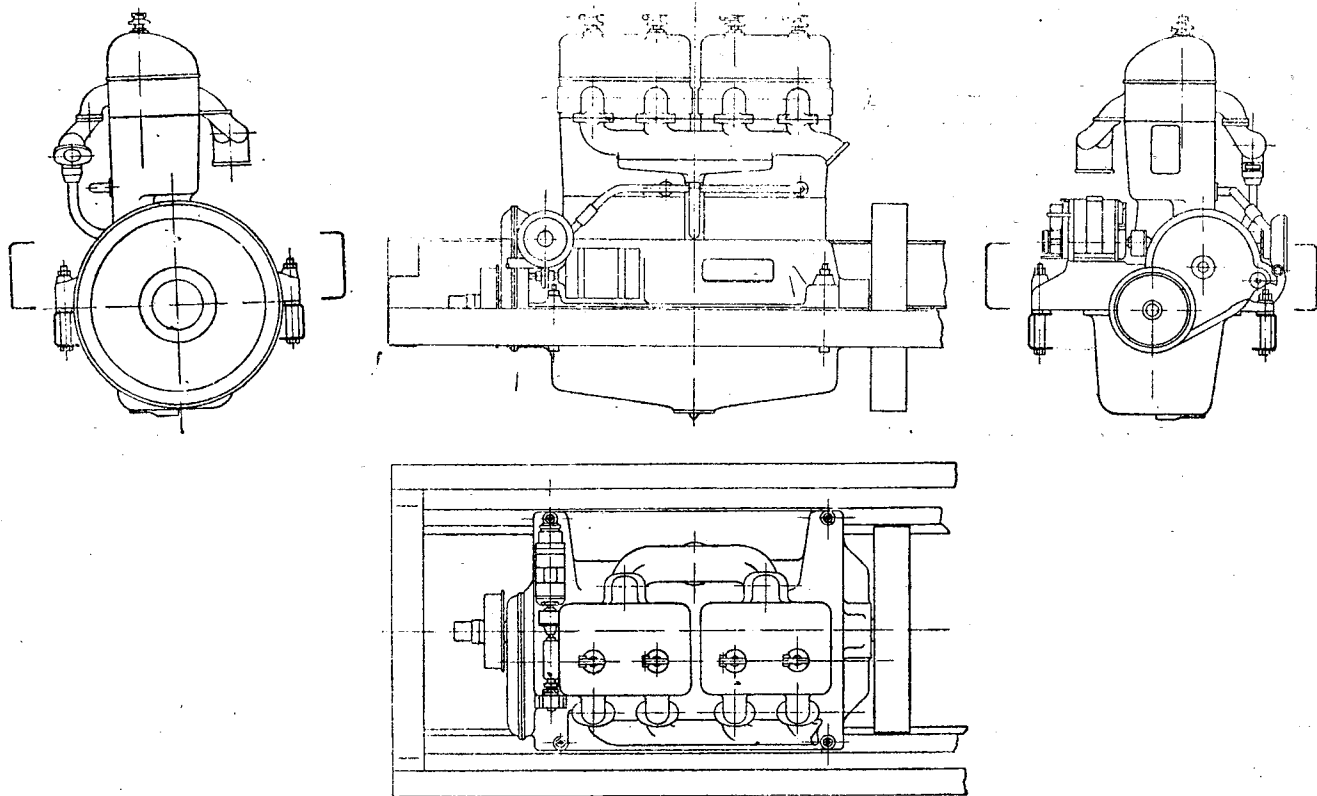
Фиг. 16. Рама европейской тележки.

Во втором случае деформирующаяся тележка будет всегда деформироваться под нагрузкой и вставать на все четыре колеса. Механизм тележки при этом будет перекашиваться, заклинивать и в нем будут возникать ненужные напряжения.

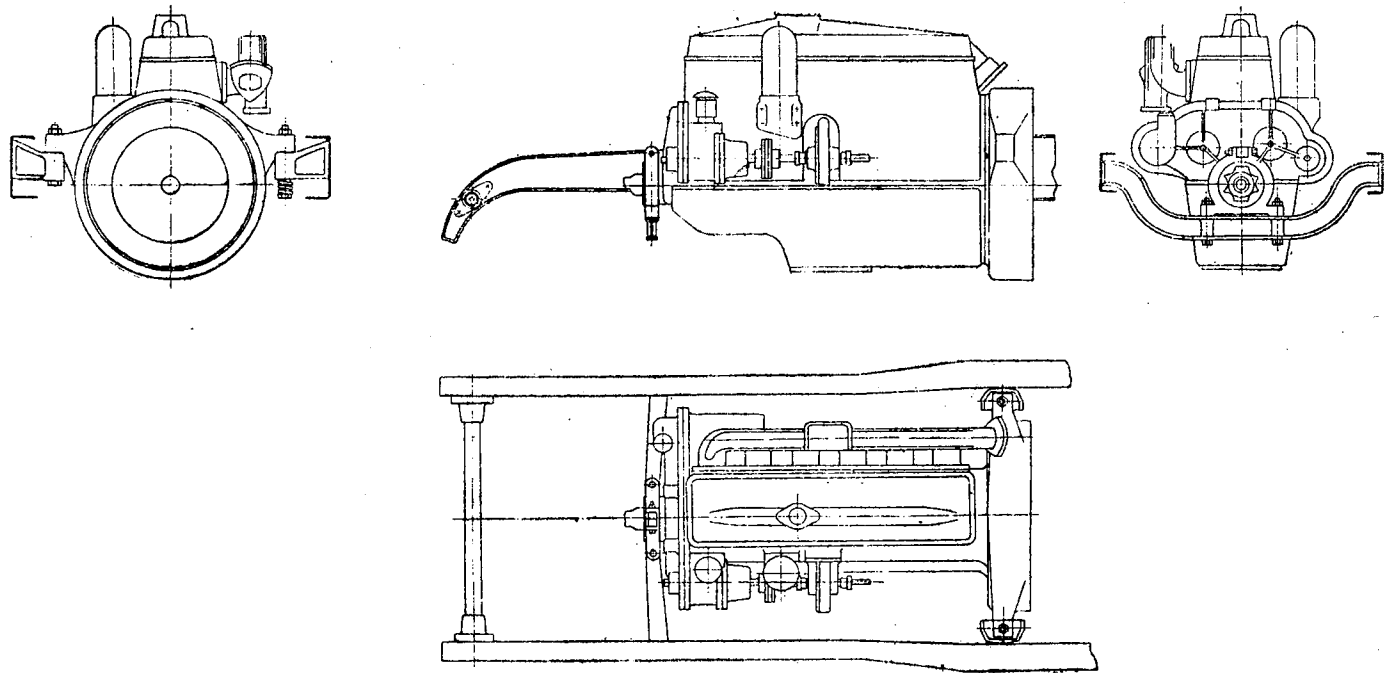
Первая конструкция потребует очень точной установки ходовых колес, но теоретически она будет совершенно правильной конструкцией, допускающей возможность исполнения всех деталей взаимозаменяемыми. Вторая конструкция рамы (фиг. 16) является, конечно, принципиальной ошибкой конструктора. При раме этой конструкции нельзя думать об исполнении, например, вкладышей по калибрам, так как перекосы деталей в результате деформаций рамы будут настолько велики, что характер посадок исказится и все подшипники придется подшабривать, давая достаточные односторонние зазоры для компенсации деформаций. Говорить о взаимозаменяемости в этом случае, конечно, не приходится.

Очень хорошим примером конструктивного узла, в котором детали не могут быть взаимозаменяемыми, является установка двигателя на пятитонном грузовом автомобиле Бюссинг. На фиг. 17 показан этот двигатель, укрепленный на раме четырьмя болтами. Хотя лонжероны рамы и достаточно солидны, но при длине в 5—8 м они при езде, конечно, деформируются. Рама деформируется в восьмерку, глазом незаметную, но передаваемую картеру двигателя через болты, вызывая в нем деформации.

Картер двигателя обычно представляет собой жесткую конструкцию: он должен препятствовать деформациям рамы, но картер тонкостенный, отлит из электрона, — лапы картера часто не выдерживают



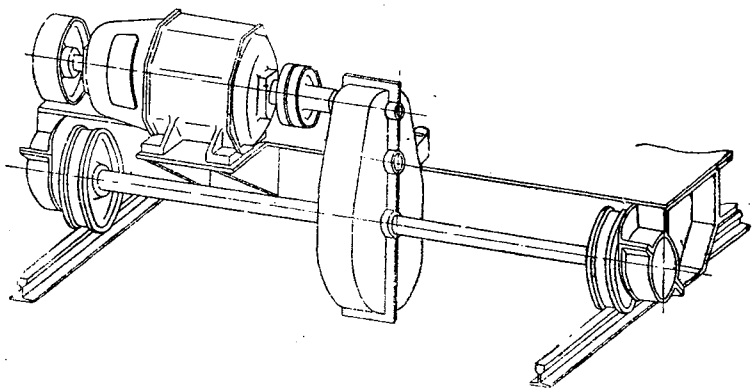
Фиг. 17. Установка мотора Бюссинг.



Фиг. 18. Установка мотора ЗИС.

и дают трещины. Поломка лап картера двигателя этой машины ведет к катастрофе. В данном случае имеет место ошибка конструктора, которая, во-первых, влечет за собой поломки машины, во-вторых, исключает возможность получения полной взаимозаменяемости.

В самом деле, всякое твердое тело стоит всегда на трех точках. Если требуется поставить тело на четыре или большее число точек, то его нужно подрессорить. Только в этом случае четвертая точка опоры будет равноправной и будет приносить пользу. Если же этого не будет сделано, то под четвертую опору придется обязательно подложить подкладки, которые надо подгонять очень точно, так как подтяжка болтов на десятые доли миллиметра, уже вызовет в картере напряжения. А при деформациях в раме в 1—2 мм напряжения в картере возрастут и могут привести к поломке картера. Так часто и бывает.



Фиг. 19. Механизм передвижения тележки.

При креплении какой-либо детали к другой или узла к узлу, если один узел или одна деталь не являются абсолютно жесткими, имеется только одна возможность в этом случае — установка на «три точки».

Правило трех точек может применяться как к деформирующимся машинам, так и к абсолютно жестким. В первом случае три точки будут покрывать все деформации, во втором — ошибки исполнения. В обоих случаях они сильно облегчат монтаж машин и дадут возможность добиться полной взаимозаменяемости деталей.

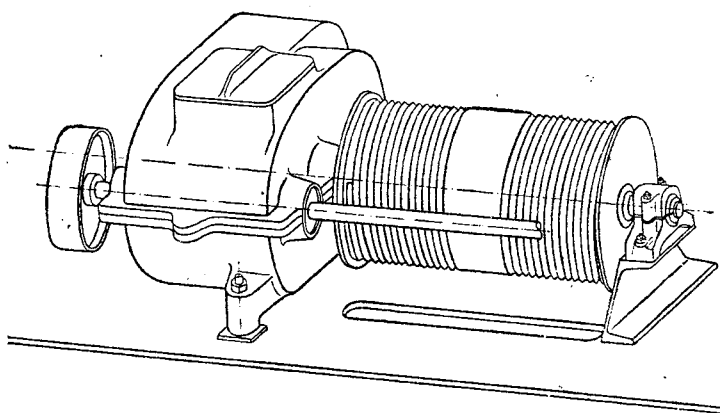
Прекрасным примером постановки агрегата на 3 точки является установка на раму двигателя на автомобилях ЗИС (фиг. 18). В данном случае двигатель имеет переднюю опору в виде цапфы, охватываемой узким хомутом. Этот хомут допускает поворачивание передней части двигателя относительно опорной поверхности и покрывает этим все перекосы рамы. Две задние опоры — это широко расставленные лапы, из которых одна притянута болтом, другая прижимается к раме болтом с сильной пружиной (см. фиг. 33), т. е. в этом случае сделано все, чтобы предупредить возможную поломку лап двигателя.

В различных отраслях машиностроения установка на «три точки» принимает чрезвычайно разнообразные формы. Очень интересна, на-

пример, установка механизма передвижения тележки американских кранов (фиг. 19), у которой буксы колес являются двумя опорами механизма; третьей точкой опоры является единственная лапа картера коробки передач. Подобным же образом можно установить и подъемный механизм, но в этом случае двумя точками опоры будут лапы картера, а третьей — конец вала барабана (фиг. 20).

Все эти конструкции, во-первых, чрезвычайно удобны в монтаже, во-вторых, они покрывают ошибки исполнения и дают возможность принять более грубые допуски, в-третьих, нечувствительны ни к каким деформациям соприкасающихся с ними узлов и, в-четвертых, допускают возможность исполнения всех деталей с полной взаимозаменяемостью.

Эти преимущества настолько велики, что установка на «три точки» в машиностроении начинает применяться всюду и становится основным методом сопряжения узлов машин.

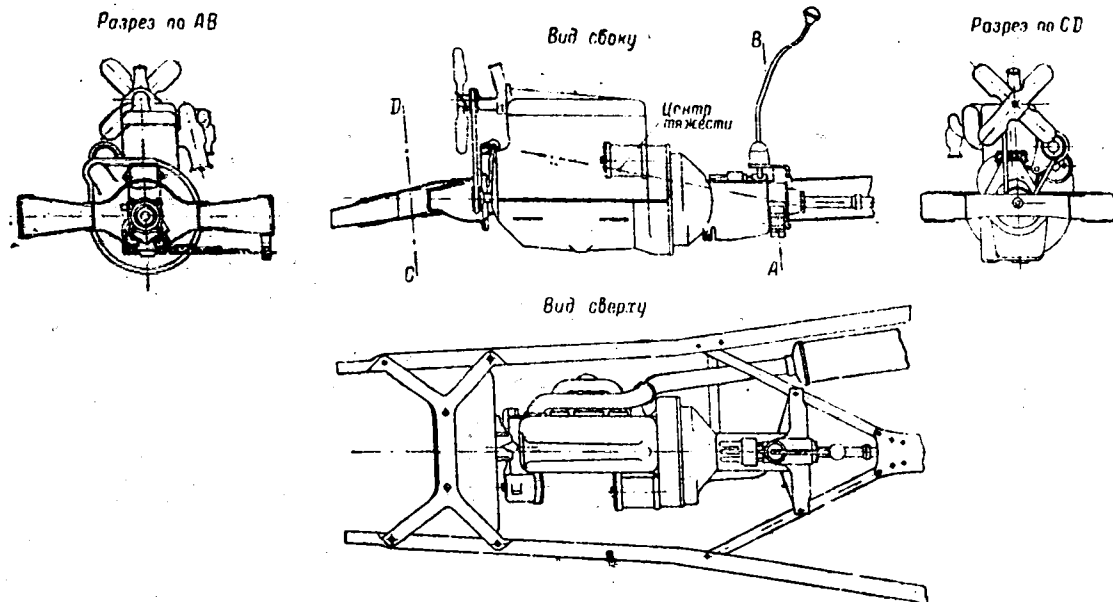


Фиг. 20. Подъемный механизм тележки.

Но конструкторская мысль на этом не останавливается, и начинают появляться конструкции, опирающиеся на две точки. Интересным примером такой конструкции может служить подвеска двигателя на автомобилях Плимут (фиг. 21)¹. Двигатель имеет две лапы, расположенные на линии, проходящей через его центр тяжести. Во избежание поворачивания двигателя вокруг опор коробка скоростей лежит на резиновой подушке. Таким образом, в данном случае, строго говоря, тоже имеются три опоры, но одна из них полностью разгружена.

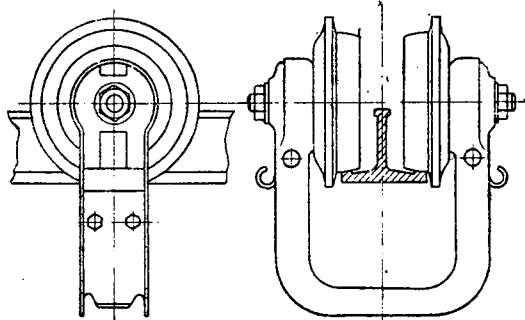
Две точки опоры встречаются в машинах, центр тяжести которых находится ниже точек опоры, например монорельсовые тележки. На фиг. 22 изображена такая тележка в исполнении завода «Cleveland Tramrail», в которой строго выдержана идея двух точек. Если мы всмотримся подробнее в конструкцию подвески этой фирмы (фиг. 23), то заметим, что она спроектирована из расчета полной свободы подвески и допускает любые качания траверса.

¹ Примененная на автомобиле М-1 Горьковского завода.

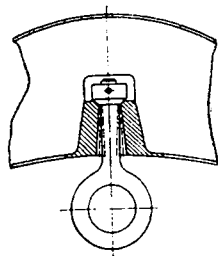


Фиг. 21. Подвеска Плимут и М-1.

Проследим точки опоры в конструкции на фиг. 24. Каждая из подвесок имеет два ролика (фиг. 22), т. е. опирается на рельс двумя точ-

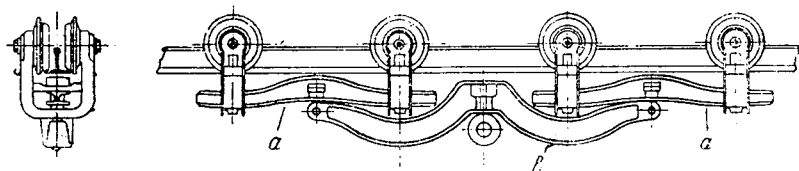


Фиг. 22. Монорельсовая тележка.



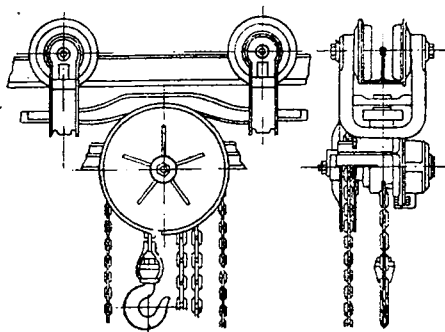
Фиг. 23. Подвеска.

ками. Малые поперечины *a* имеют также две точки опоры, на двух роликовых подвесках. Большая поперечина *b* имеет опять две точки



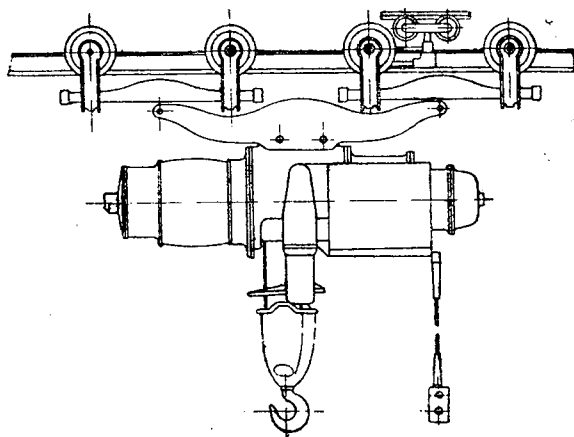
Фиг. 24. Многоопорная тележка.

опоры — в срединах малых поперечин. При такой конструкции, очевидно, всегда все ролики будут нагружены одинаково, и механизм не будет иметь никаких напряжений от перекосов. Эта восьмиколесная тележка представляет собой только часть всего механизма и может иметь самые различные назначения. Примерами применения этих тележек могут служить подвеска ручной быстроходной тали (фиг. 25) и электрического тельфера (фиг. 26).

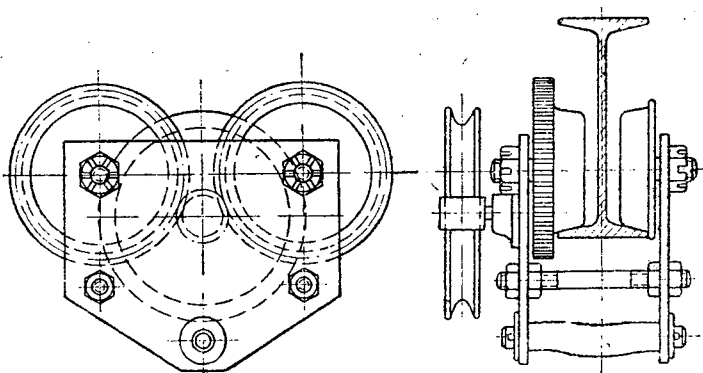


Фиг. 25. Быстроходная таль.

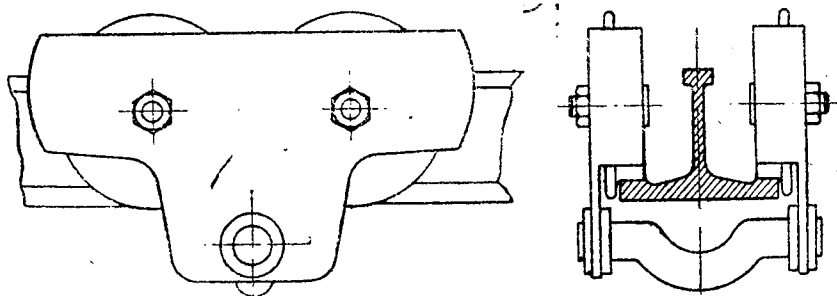
дет настолько велика, что кошка всегда пойдет по балке на четырех колесах. Практически это, конечно, так и бывает, но не



Фиг. 26. Тельфер.



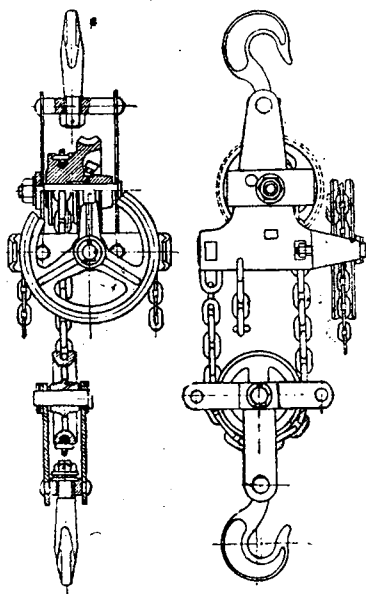
Фиг. 27. Европейская кошка.



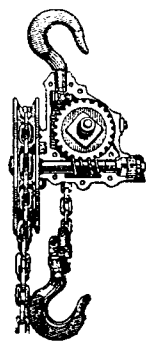
Фиг. 28. Кошка Cleveland.

в силу точной установки колес, а в силу деформации рамы. Завод «Cleveland Tramrail» делает подобные четырехроликовые кошки, но всего на 100 кг грузоподъемностью (по ОСТ $\frac{6645}{356}$ до 5 т) и при этом щеки кошки соединяет не жестко (фиг. 28), а всегда одной поперечиной. Таким образом и в этом случае идея двух точек не нарушена, хотя эту конструкцию необходимо отнести к деформирующимся.

Чтобы глубже и более четко выявить различия в идеях, положенных в основу конструкций, приведем еще один пример замены деформирующейся конструкции жесткой. На фиг. 29 и 30 даны два червячных блока; один из них европейской конструкции (фиг. 29), другой — американской (фиг. 30).



Фиг. 29. Европейский червячный блок.



Фиг. 30.
Американский
червячный
блок.

Основой европейского червячного блока являются две щеки из листового железа, соединенные поперечинами — болтами или валиками, концы которых расклепаны на холоду.

Совершенно очевидно, что под нагрузкой такая основа деформируется и принимает любые формы в результате возможных перекосов. Если блок собран хорошо, т. е. с достаточными зазорами, то он продолжает работать и в таком перекошенном состоянии; то же будет и в случае старого блока — приработанного. При плотной подгонке частей одна к другой, блок под нагрузкой работать не будет, так как вращающиеся части в результате перекосов будут заклинивать.

Совсем другое дело в блоке (фиг. 30), представляющем собой чугунный картер, расточенный на станке. Эта жесткая основа не будет деформироваться под нагрузкой, она даст прекрасную защиту червяч-

ной передачи от пыли и грязи и делает червячный блок надежным механизмом.

Резюмируя все сказанное, приходим к выводу, что существуют два типа машин или два принципа, которые следует класть в основу при проектировании машин — это жесткость и «три точки». Машина, спроектированная по одному из этих принципов, будет качественной машиной.

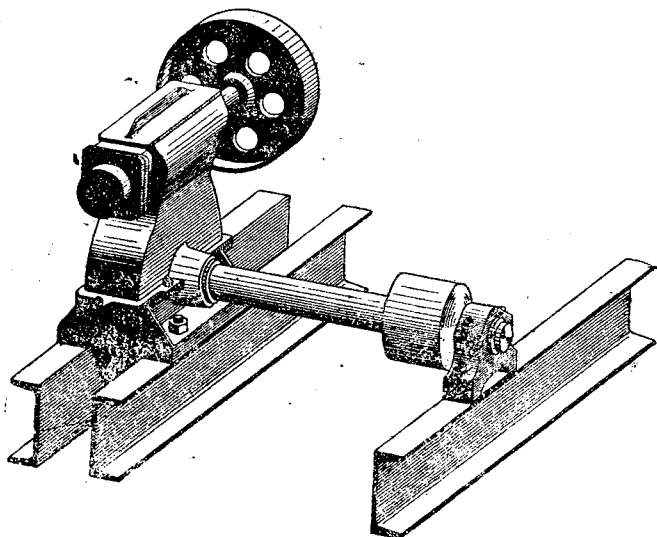
Что касается деформаций, то они являются злом, о котором надо всегда помнить при проектировании как жестких машин, так и машин на «трех точках». Нельзя ни пренебрегать деформациями, ни мечтать о том, что деформации удастся уменьшить или чем-либо компенсировать. То и другое поведет к поломке машины. Лучше всего раз навсегда отказаться проектировать такие машины, в которых могут иметь место значительные деформации, встречающие противодействие со стороны близлежащих деталей: или абсолютная жесткость, или полная свобода деформации. Последнее можно достигнуть только при помощи трех точек.

Итак, каждый конструктор, прежде чем приступить к проекту машины, должен отдать себе полный отчет, какого типа будет проектируемая им машина — жесткая или на трех точках. Эта идея должна проходить красной нитью через весь проект.

ГЛАВА II

ТОЧКИ ОПОРЫ

Из предыдущей главы мы установили, что для многих механизмов правило трех точек является тем краеугольным камнем, на котором должна быть основана вся проектно-конструкторская работа. Остановимся теперь подробнее на том, что должны представлять собой эти три точки, какова их конструкция.

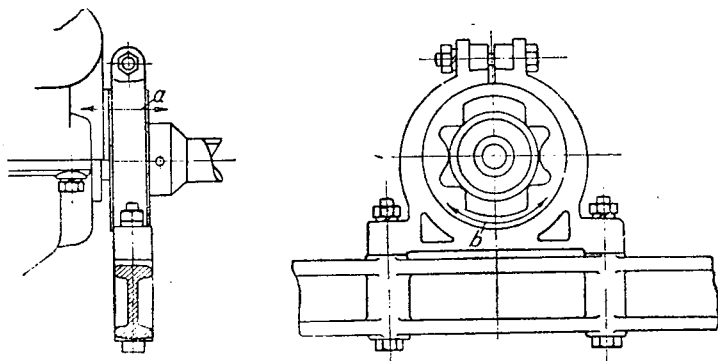


Фиг. 31. Установка червячной передачи.

Напомним хорошо известные опоры, применяющиеся в деформирующихся конструкциях.

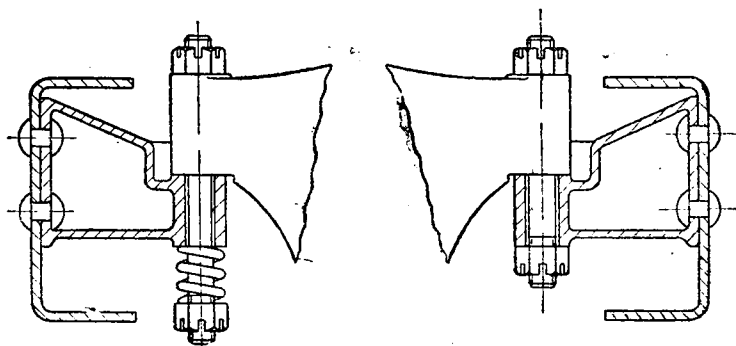
На фиг. 31 дан обычный разъемный подшипник, установленный на швеллер, через который проходит вал редуктора. Очевидно, редуктор, укрепленный четырьмя (шестью или восемью) болтами, определяет направление вала: кроме того, перекосы рамы делают фактическую высоту цапфы над рамой неопределенной. В результате этого высоту подшипника заранее угадать нельзя. Ее обычно делают меньше расчетной и потом подкладками из листового железа увеличивают до необходимого размера. Собранный механизм будет работать вхолостую прекрасно; как будет работать нагруженный механизм — неизвестно, так как деформации рамы учесть трудно. Но после некоторого срока работы механизм приработается, зазоры увеличатся, и механизм будет работать неплохо.

При такой конструкции опор вала не будет взаимозаменяемости и сборка подобных механизмов на конвейере невозможна. При конвейерной сборке подкладки по месту недопустимы. Конструкция точки опоры должна быть такова, чтобы можно было обходиться без всяких подкладок. Допустима только небольшая удобная регулировка, например, высоты опоры.



Фиг. 32. Передняя опора ЗИС.

Вернемся к уже разобранному выше примеру подвески двигателя автомобиля ЗИС. Передняя точка опоры (фиг. 32) представляет собой хомут, стягиваемый болтом. При установке этот хомут допускает: 1) продольные перемещения корпуса двигателя *a*; 2) вращение

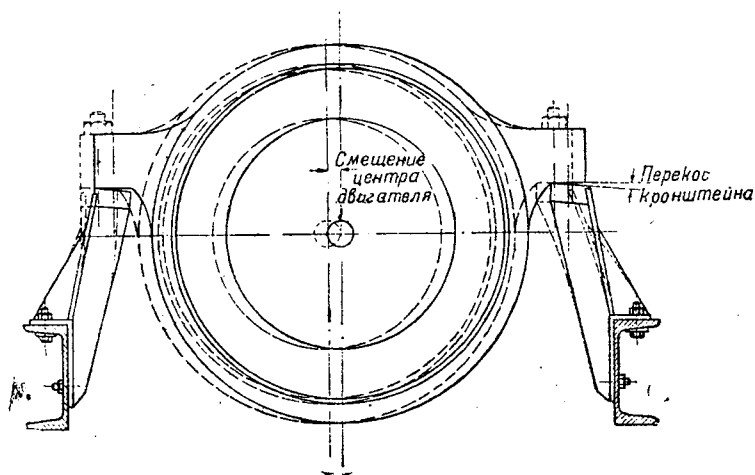


Фиг. 33. Задняя опора ЗИС.

корпуса двигателя в хомуте по стрелке *b*. Ослабив верхний болт, устанавливают двигатель и после этого затягивают болт, фиксируя его положение.

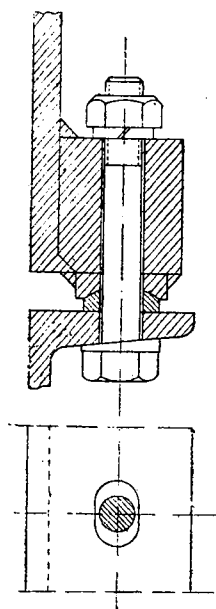
Другие две опоры двигателя представляют собой лапы (фиг. 33) с большой опорной поверхностью, причем одна из них крепится жестко, другая притягивается через пружину. Таким образом динамические усилия, которые могут возникнуть в автомобиле при езде по ухабам, не вызовут перенапряжений в лапах двигателя.

Небольшая опорная поверхность лап двигателя является все-таки элементом, который требует к себе некоторого внимания. Если бы



Фиг. 34. Ошибка установки двигателя.

лапы двигателя устанавливались на опоры, прямолинейность и ровность которых была бы гарантирована, то величина опорной поверхности не имела бы никакого значения. Принимая же во внимание, что лапы двигателя устанавливаются на раму из профильного железа, которая никогда не бывает геометрически правильной формы, приходится считаться с величиной опорной поверхности.

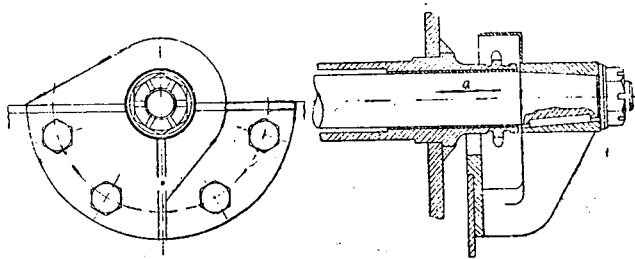


Фиг. 35. Шаровая опора.

В качестве примера влияния величины опорной поверхности на приемы монтажа можно привести установку двигателя ЗИС-5 на раму из швеллеров (фиг. 34). Соединение двигателя с рабочей машиной предусмотрено при помощи резинового кардана, требующего довольно точной центровки валов двигателя и машины, не выходящей из пределов десятых долей миллиметра. Центровка двигателя по машине производилась при незатянутых болтах с максимальной аккуратностью. Каждый раз после затяжки болтов центры расходились на несколько миллиметров всегда в одну сторону.

После внимательного осмотра деталей выяснилось, что опоры лап, представляющие собой сварные кронштейны, перекошены обе в одну сторону и между лапами двигателя и опорами имеются небольшие косые щели. Вполне понятно, что при затяжке болтов сравнительно жидкие кронштейны немного изгибались и двигатель смещался из положения, в которое он был установлен при центровке.

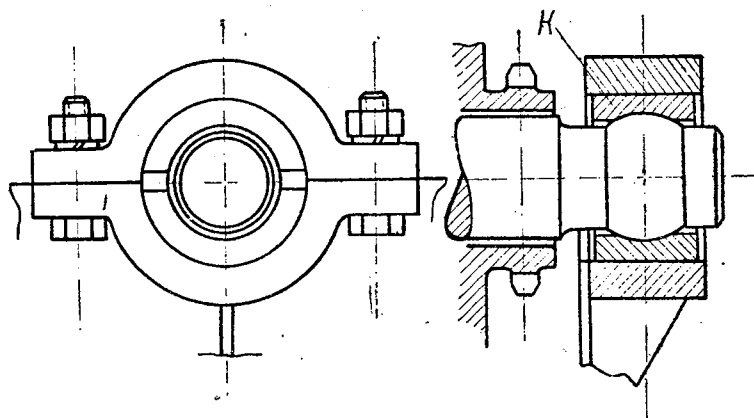
Чтобы исправить этот недочет, пришлось припилить клиновидные подкладки, точно промерив щели между лапами двигателя и кронштейнами.



Фиг. 36. Конусная опора;

Из этого случая следует сделать вывод, что конструкция лап с плоской опорной поверхностью ошибочна. Вместо нее приходится искать другие более совершенные конструкции, примером которой может быть опора¹ с шаровой поверхностью (фиг. 35).

На фиг. 36 дана ошибочная конструкция опоры неподвижной оси барабана одной лебедки. Эта конструкция неверна, так как во-первых, в ней не поддается регулировке расстояние до опоры по

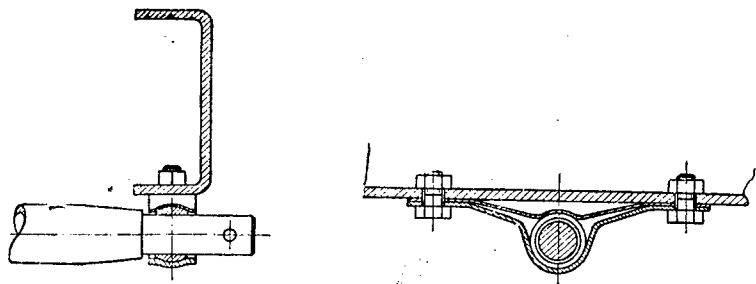


Фиг. 37. Шаровая опора.

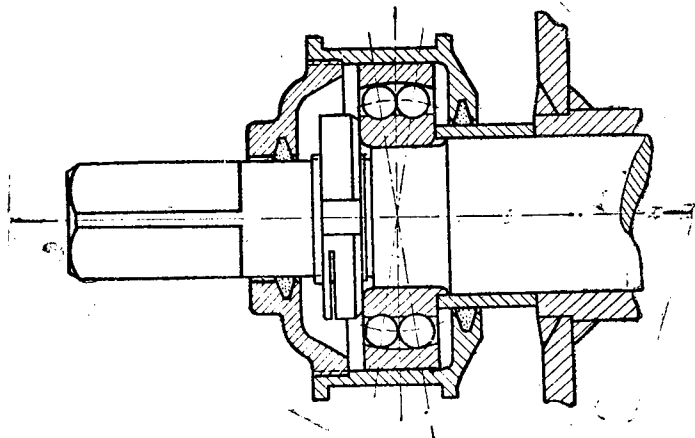
стрелке *а*. Компенсировать этот недостаток можно только распиловкой дыр под болты других опор, что недопустимо с точки зрения взаимозаменяемости. Во-вторых, в ней дано жестко направление оси, которое может не соответствовать направлению, диктуемому опорами механизма.

Эта конструкция должна быть заменена изображенной на фиг. 37. Шаровой конец вала, имеющий возможность перемещаться с разъем-

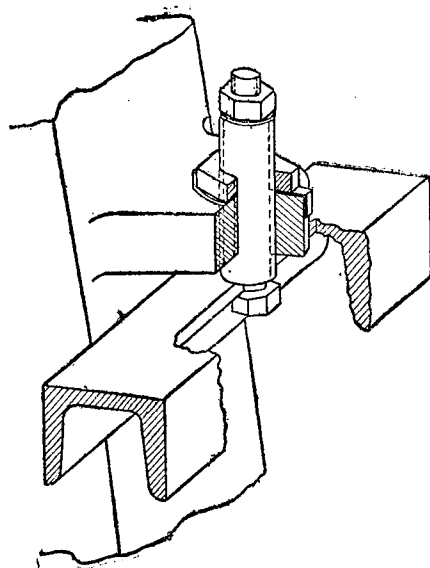
¹ Выработана автором совместно с конструктором А. Д. Долгошеевым;



Фиг. 38. Опора промежуточного вала.



Фиг. 39. Качающийся шарикоподшипник.



Фиг. 40. Опора коробки объема мощности.

ными вкладышами K , решает все вопросы о перекосах и расстояниях. То же самое имеет место у шаровой опоры промежуточного тормозного валика автомобиля Форд-АА (фиг. 38).

В подъемно-транспортном деле часто приходится давать третью точку опоры вращающемуся концу вала барабана. В этом случае удачным решением является применение качающихся шарикоподшипников (фиг. 39) или бронзовых типа трансмиссионных подшипников Селлерса.

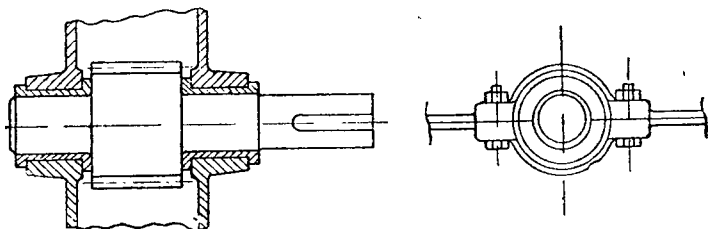
Бывают случаи, когда необходимо регулировать высоту положения лап картера. Примером подобной установки может служить установка коробки отъема мощности на раму автомобиля ГАЗ-АА (фиг. 40).

В этом случае лапы опираются на нарезанные втулки, которые крепятся к раме. Вращая эти втулки, можно регулировать высоту картера, согласовывая ее с положением карданного вала.

ГЛАВА III

БАЗА ОБМЕРОВ

Выше было отмечено¹, что правильно выбрать тип и конструкцию машины, детали которой могут быть исполнены взаимозаменяемыми, это не значит еще получить взаимозаменяемые детали. *Правильно выбранная конструкция машины при неправильном исполнении чертежей никогда не даст взаимозаменяемости, не избавит от припиловки и пришабровки при монтаже.* Поясним сказанно примером.



Фиг. 41. Шестерня в картере.

Пусть надо исполнить большое количество шестерен и бронзовых вкладышей так, чтобы любые из них занимали свое место в картерах согласно фиг. 41.

Предположим для простоты, что диаметр цапф вала, а также расточки вкладышей сделаны идеально по калибрам. Необходимо добиться только того, чтобы шестерни всегда входили в свободное пространство между т рца и вкладышей и не было бы заметных продольных зазоров.

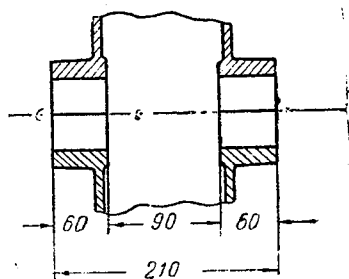
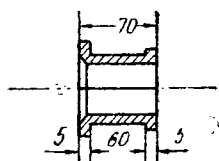
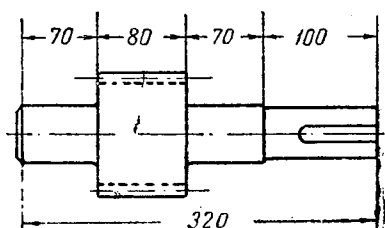
Мы имеем чертежи вала, вкладыша и картера (фиг. 42). Простановка размеров так, как приведено в данном случае, встречается очень часто. Этот метод простановки размеров «цепочкой» характерен тем, что он не дает никаких указаний, откуда и как следует мерить и какие размеры выдерживать точно, точностью каких размеров можно пренебречь.

Посмотрим, что может получиться у рабочего, снабженного штангелем с делениями в $\frac{1}{50}$ мм. На нониусе этого штангеля можно прочесть замеры с точностью до 0,02 мм; практически же им можно пользоваться для промера допусков в 0,1 и более мм. Предположим, что истинные размеры могут получиться отличающимися от номинала на 0,1 мм в ту или другую сторону, что близко к действительности. Исполняя вал с шестерней, токарь сделал ширину шестерни 80,1 мм

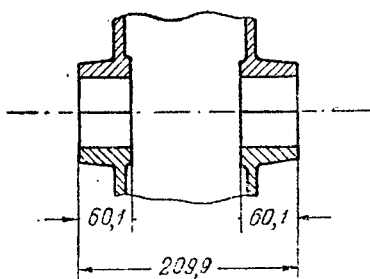
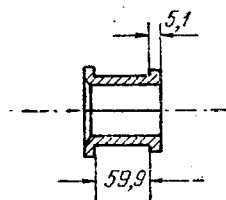
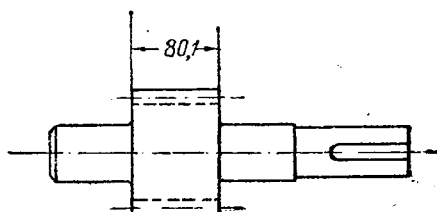
¹ См. предисловие.

(фиг. 43); обтачивая снаружи вкладыши, токарь проточил сначала буртики толщиной 5,1 мм, потом проточил седловину 59,9 мм вместо 60 мм.

Далее, растачивая картер на расточном станке, токарь выдержал сначала общую длину вместо 210—209,9 мм, потом выдержал длину ступиц по 60,1 вместо 60 мм.



Фиг. 42. Шестерня, вкладыш и картер.

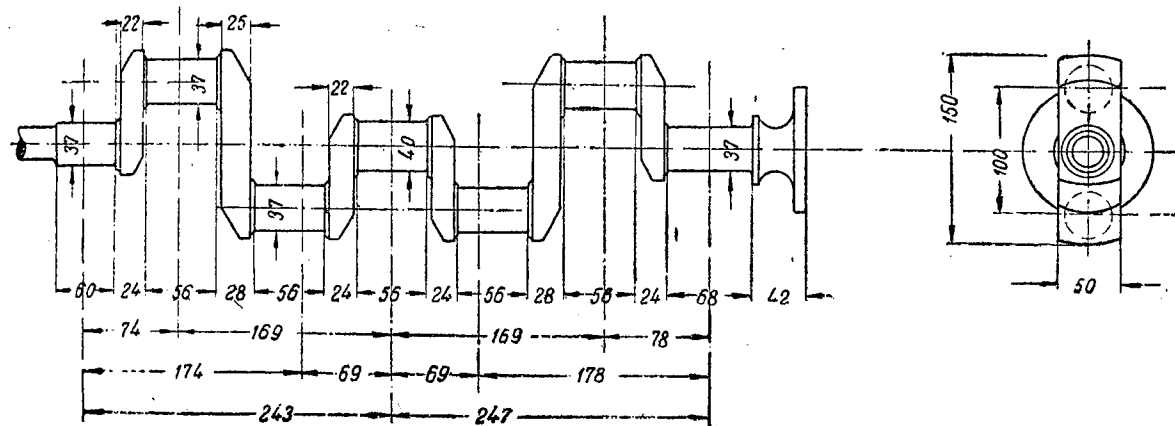


Фиг. 43. Действительно исполненная шестерня.

При сборке исполненных таким образом деталей, во-первых, вкладыши не сядут в гнезда, выточенные в ступицах картера, так как длина ступицы на 0,2 мм больше длины между буртами вкладышей ($60,1 - 59,9 = 0,2$ мм), — придется шабрить. Во-вторых, при указанных размерах расстояние между внутренними торцами вкладышей будет $209,9 - (60,1 + 5,1) 2 = 79,5$. Предположим, что предыдущей удачной шабровкой удалось получить этот размер равным 79,9 мм. Шестерня все равно не сядет, так как ее ширина 80,1 мм — опять надо шабрить.

Может быть и другой случай: шестерня может легко войти в предназначенное ей место и иметь продольный зазор, ощутимый рукой. В этом случае детали также нельзя будет отнести к взаимозаменяемым, как и в том случае, когда шестерня вообще не входила.

Таким образом встает вопрос: как нужно ставить размеры, и какие указания следует дать рабочему, чтобы детали, исполненные им, были взаимозаменяемыми.



Фиг. 44. Коленчатый вал.

1. Все размеры, необходимые рабочему при исполнении, должны быть поставлены от «баз». Базой называется материальная поверхность или линия, в большинстве случаев являющаяся при сборке местом сочленения данной детали с другими и допускающая производство обмеров от базы до большей части точек детали.

Эти два правила кажутся с первого взгляда элементарными и общеизвестными, но несмотря на это, очень редко можно видеть чертеж с грамотно поставленными размерами, а еще реже — со всеми необходимыми допусками.

На фиг. 44 показан коленчатый вал, у которого размеры поставлены цепочкой. Не будем долго останавливаться на разборе порядка изготовления вала по этому чертежу. Совершенно очевидно, что результаты работы токарей могут быть подобны тем, которые мы получили выше — на примере с шестерней (фиг. 41).

Можно бы предположить, что одна из торцевых поверхностей шейки является для каждой группы размеров базой, но относитель-



Фиг. 45. Коленчатый вал.

ное положение шеек на валу не указано. Очевидно, на заводе существуют шаблоны, по которым протачиваются коренные шейки и растачиваются подшипники в картере двигателя, или же допуски на эти размеры являются опытом цехового персонала, и промеряются обычным штангелем.

Коренным образом этот вопрос решен на фиг. 46, где одна из поверхностей принята за базу. Такой поверхностью является внутренняя щека шейки коренного подшипника вала, ближайшего к маховику. Этой поверхностью вал плотно прилегает к вкладышу в картере двигателя, и все промеры в картере двигателя производятся от этой же поверхности.

Простановкой всех размеров от одной базы, во-первых, достигается полная определенность в возможных отступлениях размеров от номинала и в расположении допусков, так как ошибки в одних размерах не оказывают влияния на другие. Во-вторых, всегда можно однократным промером без вычислений проверить любой размер; в-третьих, мы избегаем наложения многих ошибок, которые имеют место при постановке допусков у цепочки размеров.

Обратим внимание на то, что все размеры, необходимые для токаря, поставлены так, что он любой из них может проверить штангелем. Это относится как к размерам от базы до одной из шеек, так и к длинам шеек, указанным не от базы, а от одной щеки до другой, так как промер длины шейки производится шаблоном, штихмасом или штангелем.

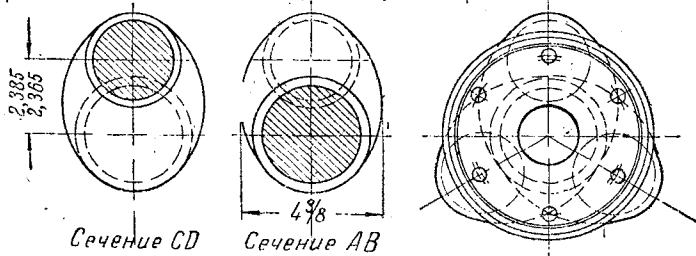
Таким образом у коленчатого вала базой явилась одна из щек коренных шеек. Эта база вполне материальна и физически проста. Но далеко не всегда бывает так.

Возьмем очень простой случай шестерни, выполненной за одно целое с валом (фиг. 47).

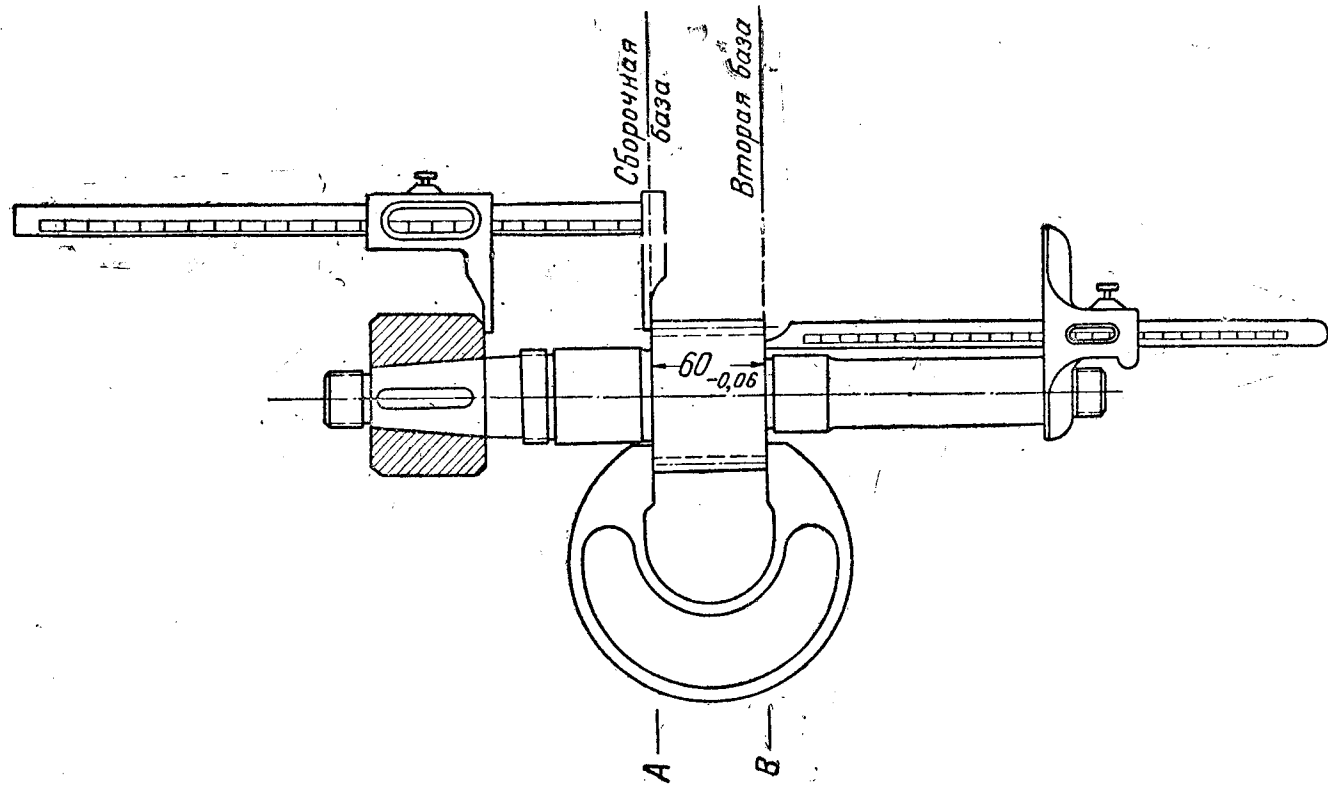
У этой шестерни сборочной базой (см. ниже) является поверхность АА. Казалось бы от нее и надо производить все промеры в обе стороны. Мы можем при помощи глубиномера произвести все промеры влево от базы, ширину шестерни $60 - 0,06$ мм можем промерять штангелем, скобой. Что касается остальных размеров справа от шестерни, то их ничем промерить от сборочной базы нельзя, благодаря большой разнице в диаметрах вала и шестерни. Применение глубиномера в данном случае не даст нужных результатов.

Чтобы произвести обмер, придется перенести базу (блуждающая база) на другую сторону шестерни ВВ, причем размер между двумя базами придется выдерживать точно, так как в противном случае благодаря сложению допусков мы можем получить размеры вала, выходящие за допустимые пределы. На самом деле допуск на ширину зуба шестерни 0,06 мм не нужен, и только перенос базы заставляет увеличивать точность обработки и чистоту поверхностей. Блуждание баз есть явление нормальное, но к нему следует относиться с большим вниманием, так как небольшая неточность в простановке размеров может привести к потере взаимозаменяемости.

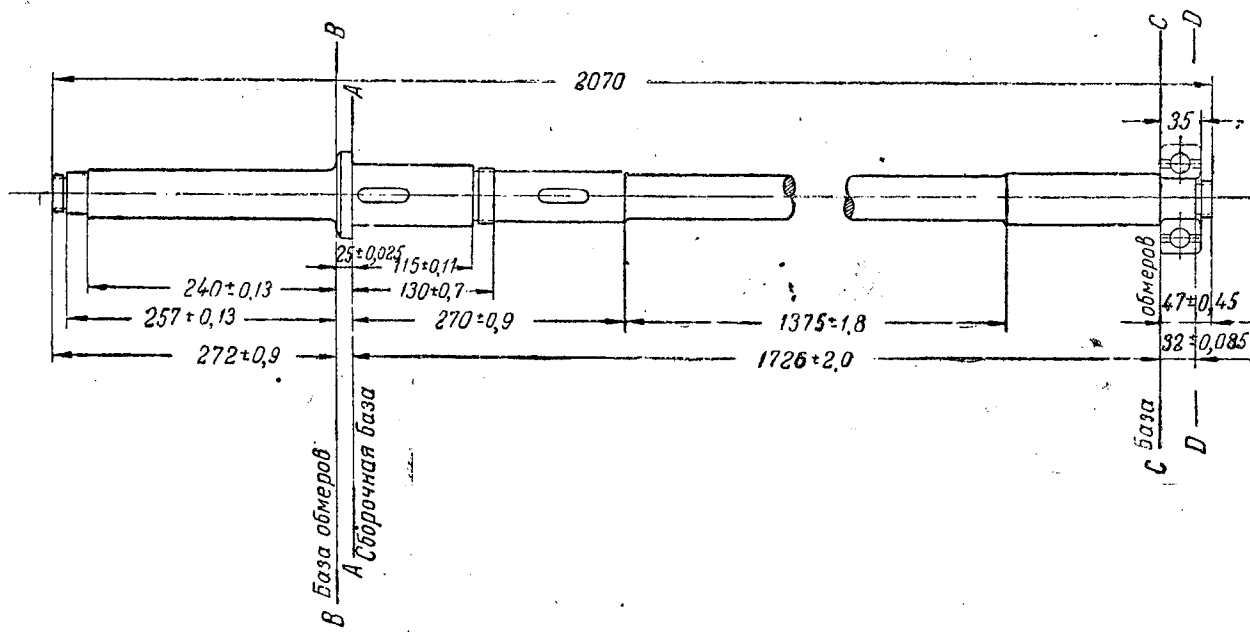
На фиг. 48 изображен вал, у которого сборочной базой является торец буртика АА.



Фиг. 46. Коленчатый вал двигателя Геркулес.



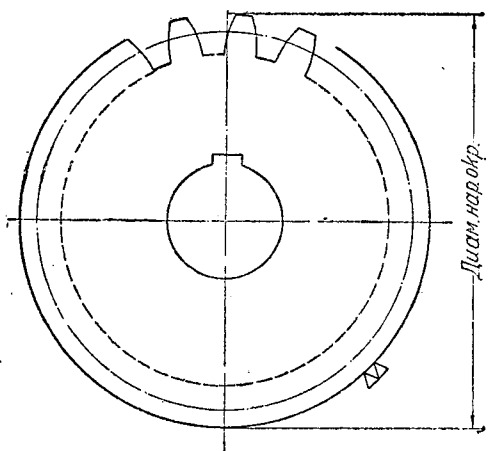
Фиг. 47: Шестерня с валом.



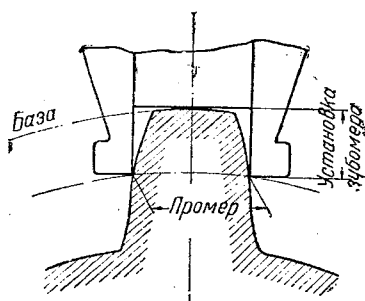
Фиг. 48. Базы на валу.

Из условий промера (см. ниже) приходится переносить базу на другую сторону буртика *ВВ*; второй раз базу приходится переносить к торцу *СС*, так как иначе можно получить длину шейки под шарикоподшипник больше ширины подшипника. При размерах на фиг. 48 расстояние от *АА* до *СС* приходится промерять стальной линейкой или рулеткой. Предположим, что размер *АС* сделан токарем равным $1726 - 2,0 = 1724$ мм, а размер *DD* (если не переносить базу) равным $1726 + 32 + 2,0 = 1760$ мм. Следовательно, длина шейки $1760 - 1724 = 36$ мм будет больше ширины подшипника, равной 35 мм.

Иногда чистота и точность данной поверхности вовсе не нужны для работы машины, а между тем на обработку этой поверхности приходится обращать глубокое внимание.



Фиг. 49. Цилиндрическая шестерня.



Фиг. 50. Промер толщины зуба.

Хорошим примером для данного случая может служить наружная окружность цилиндрической шестерни фиг. 49. Зуб шестерни соприкасается с зубом боковой поверхностью, наружная же окружность входит во впадины между зубьями и, не касаясь окружности впадин, совершенно не участвует в работе.

Но дальше мы увидим (см. гл. «Допуски на шестерни»), что изготовление шестерни без чистой проточки наружной окружности часто невозможно. Наружная окружность нужна:

- 1) для точной установки заготовки на зуборезном станке;
- 2) для промера толщины зуба (фиг. 50).

В данном случае наружная окружность является базой для размера толщины зуба; это и является причиной того, почему ее приходится обрабатывать чисто и точно.

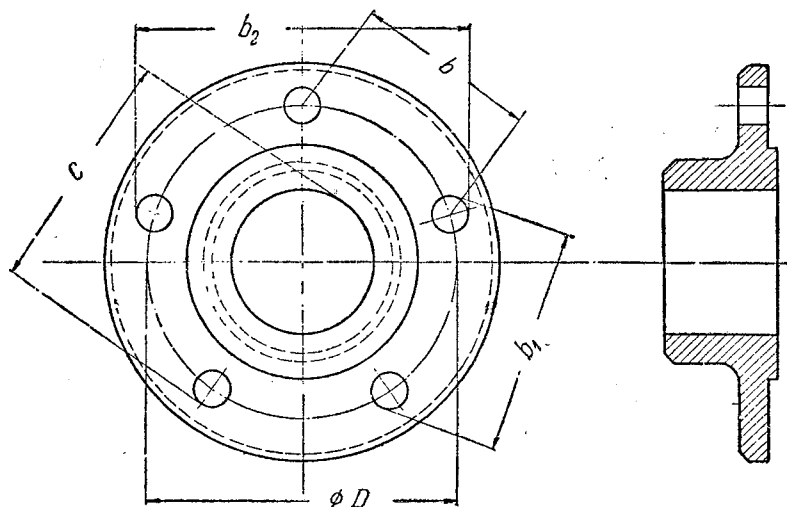
Попробуем теперь разобраться, где находится база у фланца с заточкой и с отверстиями для болтов (фиг. 51).

В этом случае размер, указывающий положение дыр, дается в виде диаметра D их центров. Посмотрим, что же нужно рабочему и контролеру при их работе. Разметчик, забив в отверстие кусок свинца, находит центр и из этого центра проводит окружность ра-

диуса $\frac{D}{2}$. Таким образом разметчику нужен радиус, а не диаметр.

Затем разметчику нужно расстояние между дырами по хорде b . Его обычно конструктора не дают.

Рабочий, получив размеченную деталь, сверлит по разметке, причем точность расстояния отверстий не превосходит $\pm 0,2-0,3$ мм. Готовая деталь поступает к контролеру. Контролер должен промерять, во-первых, расстояние между отверстиями по хорде b . Контролеру удобнее всего промерить размер b_1 и вычесть из него диаметр отверстия.



Фиг. 51. Фланец.

Дальше, в гл. XV мы увидим, что промеры положения дыр по окружности необходимо производить от одной дыры, которая должна явиться как бы частью базы, т. е. контролеру нужны расстояния от всех дыр до начальной дыры b_1 , b_2 , b_3 . Но этого недостаточно. Отверстия, расположенные на равных расстояниях по окружности, могут быть расположены не на одинаковых расстояниях от центральной расточки. Для проверки правильности их положения по отношению к расточке придется проверить размер c и вычесть из него радиус расточки и радиус дыры. Что же собственно, в данном случае является базой? Очевидно, что внутренняя поверхность расточки фланца и одна из дыр. От этих поверхностей проверяются расстояния между центральным отверстием и каждой из дыр c , т. е. радиус окружности центров дыр $\frac{D}{2}$ и расстояние между дырами.

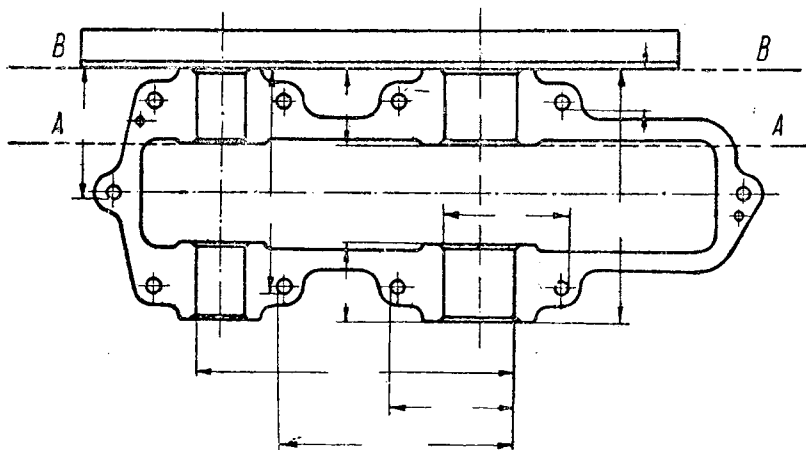
Можно ограничиться также проверкой положения дыр по хордам и от центра. Но при таком приеме мы получим сложение допусков, чего следует избегать¹.

Итак, на чертеже необходимо указывать не диаметр центров, а радиус, причем обязательно с допуском. Кроме того, необходим допуск на размер b .

¹ См. гл. VIII.

Попробуем найти базу на отливке чугунного картера, состоящего из двух сблочиваемых частей. Вид на сопрягающуюся часть картера дан на фиг. 52. Положение отверстий в данном случае фиксируется двумя координатами, следовательно, должны быть две базы одна перпендикулярно другой.

С точки зрения сборки базой должна явиться поверхность АА. Но это неудобно при расточке, так как, назначая базой поверхность АА, невозможно проверить относительное положение торцев ступиц, поверхности которых могут выйти смещенными. Поэтому при исполнении картера базу приходится выносить наружу отливки, на поверхность ВВ и проверять положение торцев ступиц при помощи



Фиг. 52. Фланец картера.

стальной линейки. Длина ступиц, а также положение противоположных ступиц проверяются от этой вынесенной базы и от второстепенных баз (блуждающие базы). Расстояние до дыр проверяется или от базы, или от края стальной линейки, но это делается очень редко, так как в большинстве случаев части картеров делаются парными и одна сверлится по другой или обе по кондуктору.

Не следует забывать связывать базу обмеров с черной поверхностью отливки, указывая этим разметчику ту поверхность, от которой необходимо начать разметку.

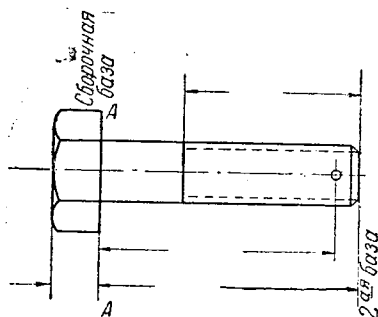
Второй базой должен явиться центр одного из отверстий, расточенных в картере: от него нетрудно промерять расстояние до второго отверстия, а также до любой дыры. Истинные промеряемые размеры даны на фиг. 52.

Элементарным примером блуждания базы может служить обычный болт с шестигранной или квадратной головкой (фиг. 53).

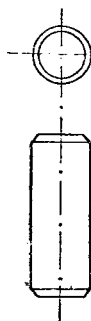
В этом случае базой является поверхность головки болта АА. От нее производится промер длины болта, от нее отмеряется положение дыры для шплинта. Но длина нарезки обычно отмеряется от конца болта. В этом случае мы имеем переход базы с одного места на другое.

Таким образом часто база не является чем-то точно определенным и физически осязательным. Сплошь и рядом базой является линия, промер от которой мы можем произвести только после того, как перейдем к какой-либо поверхности, непосредственно связанной с этой линией, например ось отверстия и его стенки. Кроме того, часто одна деталь может иметь несколько баз: это относится к просторанственным деталям — в трех проекциях три базы, а также при блуждающих базах из-за неудобства обмера.

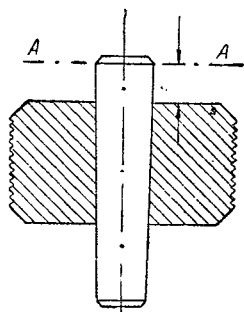
Здесь необходимо подробнее остановиться на понятии базы. Надо различать два типа баз — *сборочные* и *производственные*. *Сборочные* базы никогда не бывают блуждающими. Они являются поверхностями



Фиг. 53. Болт.



Фиг. 54. Цилиндрический штифт.



Фиг. 55. Конический штифт.

или линиями, жестко установленными на детали. Нахождение их — первоочередная задача конструктора при исполнении проекта, так как без их указания невозможно правильно разработать деталильные чертежи, а следовательно, и добиться взаимозаменяемости деталей.

Производственными базами, от которых производятся все промеры при изготовлении деталей, прежде всего должны быть сборочные базы, но принимая во внимание условия производства и удобства обмера, их приходится часто переносить, исходя из сборочных баз.

Невсегда и не для всякой детали необходимо говорить о базах. Возьмем самую простую деталь — цилиндрический штифт (фиг. 54). Теоретически у него должны быть две базы: одна — у цилиндрической поверхности, другая — для длины штифта. Первой является его ось. Отступления его поверхности от правильной цилиндрической формы (овальность, эксцентricность, биение) являются ошибками, отмеряемыми от базы — оси, которая может быть физически обозначена на детали в виде центров.

Одна из торцевых поверхностей является базой для другой при промере длины. Практически же говорить о базах в этом случае не стоит. Нам важна поверхность штифта, а положение его оси обычно мало интересует. То же самое относится к длине: не все ли равно, которую из торцевых поверхностей считать базой.

Но стоит нам немного изменить конструкцию штифта, как сейчас же вопрос о базе при измерении длины встанет остро. Сделаем штифт коническим (фиг. 55). При его изготовлении пользуются контрольным конусным кольцом, причем расстояние, на которое кольцо не дойдет до конца штифта, является мерой его диаметра. В этом случае конец штифта АА является его базой.

Итак, при простановке размеров конструктор прежде всего должен найти и установить базы. Исходя из этих баз, он должен представить все размеры, просчитав допуски так, чтобы получить взаимозаменяемую продукцию.

ГЛАВА IV

РАЗМЕРЫ

Вопрос о том, что следует указывать размерами, проставляя их на рабочем чертеже детали, имеет много толкований. В настоящее время можно считать установленным, что размеры должны давать: 1) абсолютную величину детали с соответствующими допусками и одновременно, 2) служить казателем приемов обмера детали. Не следует искать в методах простановки размеров указаний для технолога, касающихся порядка обработки деталей. Для технолога необходимо знать положение сборочной базы детали, чтобы, исходя из нее, он мог выдержать наиболее точно допуски, указанные на чертеже, а также свести до минимума ошибки формы (см. ниже), обычно в чертеже не указываемые.

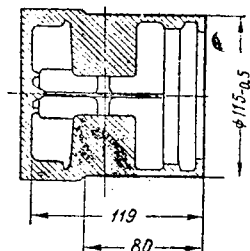
Попытка подвести под методы простановки размеров на рабочих чертежах¹ межстрочные указания порядка обработки редко понимаются технологами, так как угадать мысль конструктора бывает нелегко. Гораздо ценнее указать то место, которое должно быть обработано первым и от которого следует производить все обмеры, т. е. на сопрягающейся поверхности написать словами «база обмеров», и все размеры проставлять от этой базы.

Здесь необходимо отметить, что большинство технологических карт представляет собой канцелярскую запись операций в последовательном порядке, тип станка, список необходимого измерительного и режущего инструмента и редко дает эскиз детали. Это неверно. Указание порядка операций, конечно, желательно, но это не столь трудная вещь, чтобы ее стоило поручать инженерам и квалифицированным техникам. Опытный бригадир или просто токарь высокого разряда редко ошибаются в порядке операций и часто изменяют и переделывают канцелярские технологические карты.

Центром технологической карты должен быть эскиз или, вернее, операционный чертеж, представляющий собой чертеж полуфабриката детали в том виде, как она должна получиться после данной операции. На этом чертеже должны быть даны размеры в минимальном количестве — только те, которые промеряются во время этой операции, причем не окончательные с чертежа, а с припусками для последующих операций и с соответствующими допусками.

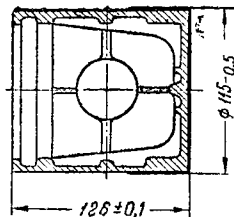
Приемы закрепления детали на станке, положение режущего инструмента, режимы резания являются второстепенными моментами. Они, конечно, желательны, но главным требованием к техно-

¹ На операционном эскизе-чертеже простановка размеров носит несколько иной характер.



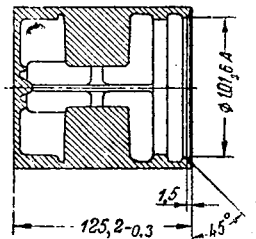
Операция 1

Обдирка поверхности $\varnothing 115_{-0,5}$ на длину 80. Подрезка торца юбки на 119 от дна (проверить по нутру)



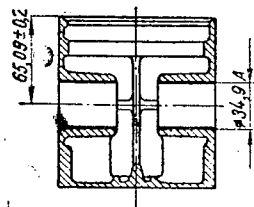
Операция 2

Обдирка поверхности $\varnothing 115_{-0,5}$. Подрезка торца дна на размер $126_{-0,5}$



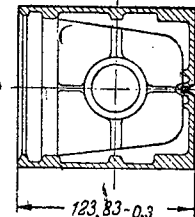
Операция 3

Проточить центрирующую заточку $\varnothing 101,6$ А. Проточить начисто торец юбки на размер $125,2_{-0,3}$. Снять фаску



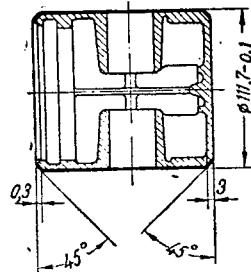
Операция 4

Просверлить, проточить и развернуть отверстие $\varnothing 34,9$ А, на расстояние $65,09 \pm 0,2$ от торца юбки



Операция 5

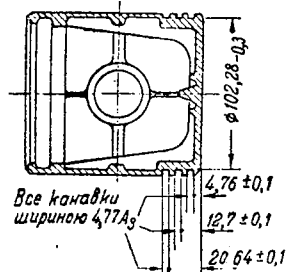
Проточить начисто торец дна на размер $123,83_{-0,3}$ и зацентрировать



Операция 6

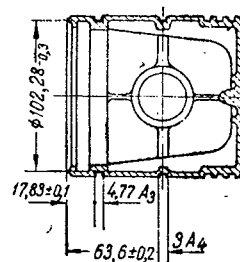
Проточить окончательно под шлифовку $\varnothing 111,7_{-0,1}$ и снять фаски

Фиг. 55. Технологический процесс поршня.



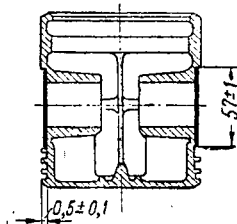
Операция 7

Проточить начерно и начисто три канавки по размерам эскиза



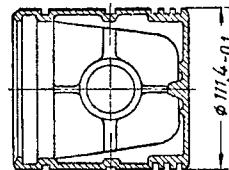
Операция 10

Выточить канавки предварительно и окончательно по размерам эскиза



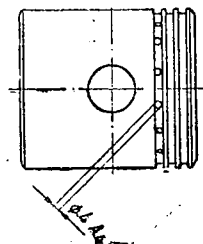
Операция 8

Фрезеровать пятна на глубину



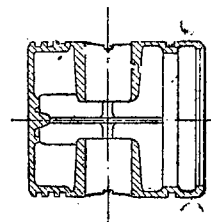
Операция 11

Шлифовать верх до диаметра



Операция 9

Сверлить 16 дыр по окружности



Операция 12

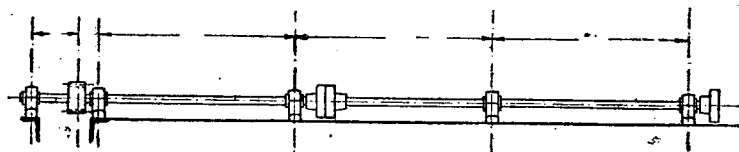
Подогнать по весу за счет толщины юбки и длины поршня. Вес поршня

Фиг. 56. Технологический процесс поршня.

логической карте является указание пооперационных размеров с допусками.

Мы не будем здесь подробнее останавливаться на этом вопросе, имеющем побочное значение для взаимозаменяемости, и приведем только пример правильно разработанных эскизов для технологического процесса поршня автомобильного двигателя (фиг. 56).

Перейдем теперь к вопросу о постановке размеров на чертежах деталей, которые должны изображать деталь в окончательно обработанном виде. Изготовление детали — область, подведомственная технологам и никакого отношения к конструкторскому отделу не имеющая. Конечно, каждый конструктор должен быть до некоторой степени технологом, он должен прислушиваться к требованиям технологов, но он не должен вмешиваться в их дела и проставлять на чертеже пооперационные размеры. Чертеж должен давать деталь в ее окончательном виде.



Фиг. 57. Простановка теоретических размеров на трансмиссионном валу.

На чертеже должны быть следующие категории размеров:

- 1) конструктивные — теоретические;
- 2) производственные — контрольные;
- 3) габаритные.

Конструктивными размерами являются все теоретические размеры, являющиеся основными в машине, но в большинстве случаев недоступные для промера. Такими размерами будут, например, расстояния между опорами валов (фиг. 57).

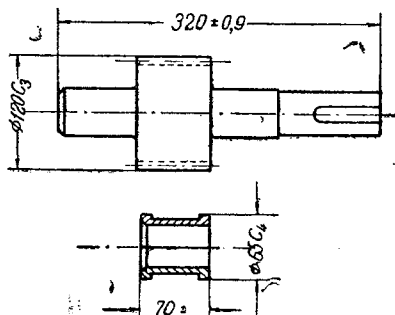
Расстояния между центрами шеек коленчатого вала (фиг. 46), являясь теоретическими, ставятся на чертеже без допусков. Общие виды машин и узлов обычно содержат почти исключительно одни конструктивные размеры. Небольшое количество производственных размеров, например диаметры муфт, шкивов, поршней и пр., которые одновременно являются и теоретическими-конструктивными, ставятся на общих видах без допусков. Но на детальных чертежах они должны быть даны обязательно с допусками и отнесены к производственным размерам.

Производственными называются размеры, которые нужны рабочему при окончательной отделке детали, а контролеру — при приемке. Эта группа размеров для чертежника является всегда наиболее трудной и требующей особого внимания, а также знания и опыта. Выше было отмечено, что производственные размеры должны быть обязательно проставлены от баз. Таким образом чертежник или конструктор должны выбрать и назначить базы — работа, требующая знания и находчивости.

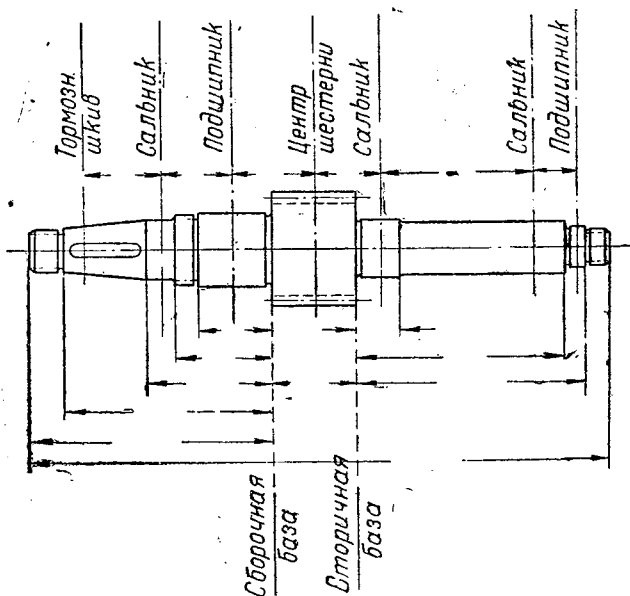
Все производственные размеры, будь то диаметры валов и отверстия, длины, расстояния между центрами и пр., должны обязательно сопровождаться допусками. Допуски могут быть очень небольшими — в сотые доли миллиметра, могут быть равными и целому миллиметру и более.

Третьей группой размеров являются габаритные, необходимые для заказа материала, выяснения размера станка, на котором деталь будет обрабатываться, при крупных деталях для выяснения условий их транспортировки и пр.

Бывают случаи, когда производственные размеры являются одновременно и габаритными. Например общая длина вала (фиг. 58), которая обычно дается с допуском, или длина вкладыша подшипника и пр. Эта группа размеров является наименее ответственной и неважной и включает в себе обычно небольшое число размеров. Габаритные размеры, как правило, указываются без допусков.



Фиг. 58. Вал и вкл. дыш.

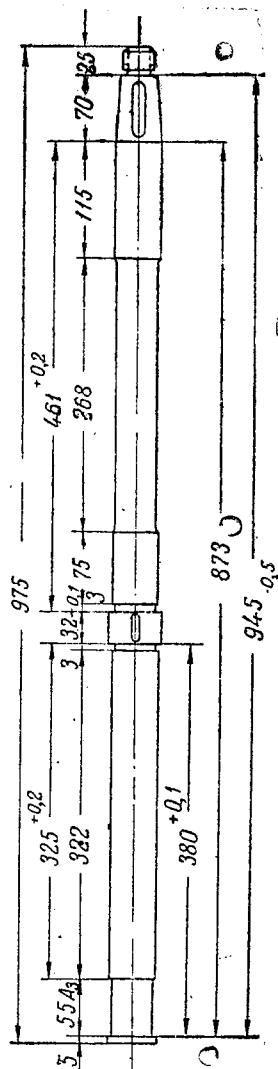


Фиг. 59. Вал с указанием размеров.

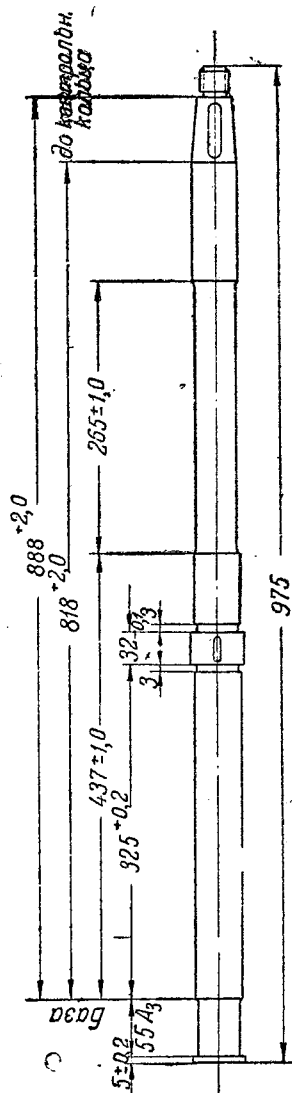
Примером чертежа с правильно поставленными размерами может служить вал на фиг. 59. Все производственные размеры собраны на чертеже внизу и проставлены от баз, конструктивные размеры — цепочкой наверху.

Габаритные размеры совпадают с производственными и поэтому в особую группу не выделены.

Прекрасным примером правильной простановки размеров может служить приведенный выше чертеж коленчатого вала (фиг. 46).



Фиг. 60. Вал с плохой простановкой размеров.

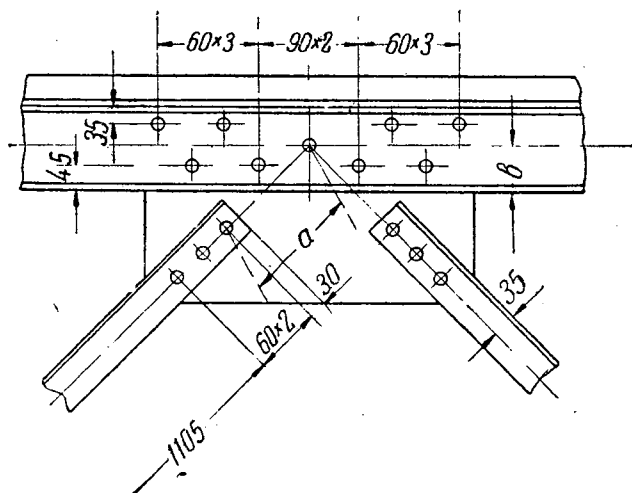


Фиг. 61. Вал с хорошей простановкой размеров.

Чтобы ярче оттенить ошибки в простановке размеров, на фиг. 60 дан чертеж вала, взятый из практики. С первого взгляда на чертеж видно, что конструктор, проставляя размеры, совершенно не думал о том, как следует промерять детали при изготовлении. Интересно отметить, что изготовление вала по этому чертежу оказалось очень трудной задачей: токаря всегда ошибались в размерах и производили брак, который был очень большим. Бывали случаи, когда из партии

пяти валов годными оказывались один-два. Тогда чертеж был переделан так, как указано на фиг. 61. В нем хотя и нет четкой разбивки размеров на группы, но процессы промеров продуманы. При выполнении работы по этому чертежу брак не стал выходить за обычные пределы.

Приведем еще один пример неправильной, вернее неполной простановки размеров заклепочных соединений. Эта область скорее область строительства и поэтому не имеет непосредственно отношения к разбираемому вопросу. Но этот пример лишний раз подчеркнет, насколько внимательно следует относиться к простановке размеров.



Фиг. 62. Заклепочный узел.

На фиг. 62 дан часто встречающийся в практике чертеж узла железной конструкции. Этот чертеж сделан по всем правилам, но в нем не хватает только размеров, указывающих положение первой заклепки на стержнях конструкций и положение линии схемы — размеры a и b .

Эти размеры необходимы разметчику, так как в железных конструкциях расстояния между точками схем, являющимися своего рода базами, должно быть выдержано с точностью до нескольких миллиметров. Очевидно, разметчик достигнуть этого, не просчитав этих размеров, не может. Эти размеры разметчики обычно просчитывают при разметке косынок, что сильно усложняет их работу, так как им приходится на косынке чертилкой вычерчивать весь узел в натуральную величину.

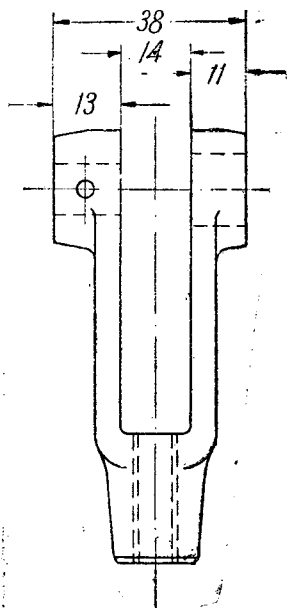
Практика показала, что нанесение этих размеров на чертеж сильно облегчает работу разметчика и увеличивает его производительность.

После разбивки размеров на группы и разбора их назначения нетрудно ответить на вопрос, какое количество размеров необходимо ставить на чертеж. Следует ставить минимальное количество необходимых для работы размеров; каждый размер в чертеже должен быть

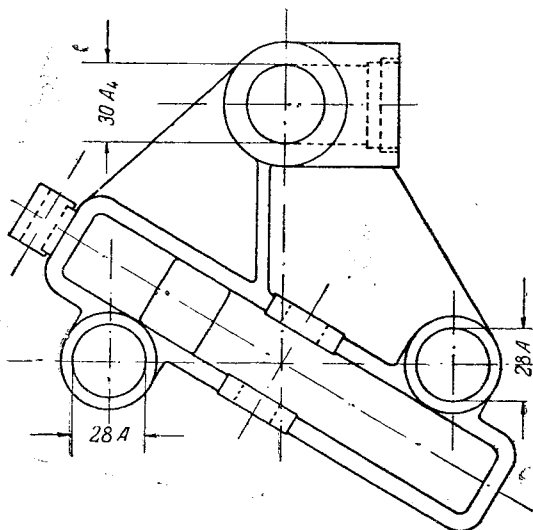
написан только один раз. Причины этого максимального сокращения следующие.

1. Количество размеров, необходимых для исполнения детали и просчитываемых во время ее производства разными лицами, настолько велико, что при попытке нанести их все на чертеж часто нехватает места. Обычная простановка размеров дает только основу для просчета размеров, но не самые необходимые размеры.

2. Всякий чертеж исправляется и изменяется в процессе исполнения детали. Если размеры на чертеже повторяются, то бывает чрезвычайно трудно проследить за исправлением всех размеров.



Фиг. 63. Вилка.



Фиг. 64. Отливка с тремя отверстиями.

Технически удобно и надежно с точки зрения ошибок в чертежах исправлять только один размер, следовательно, каждый размер следует ставить только один раз. При этом необходимо отметить, что требование ставить размеры только один раз не следует понимать буквально. Следует один раз указывать положение элемента детали, например отверстия, поверхности, паза и пр. Так, например, неверно указывать положение прореза в вилке от двух ее торцов (фиг. 63). Необходимо его указывать только с одной стороны. При указании общей ширины вилки размер 13 является лишним и может повлечь за собой ошибки при исправлении. В данном случае простановка ширины зуба вилки и ширины всей вилки является повторением размеров, которого следует избегать.

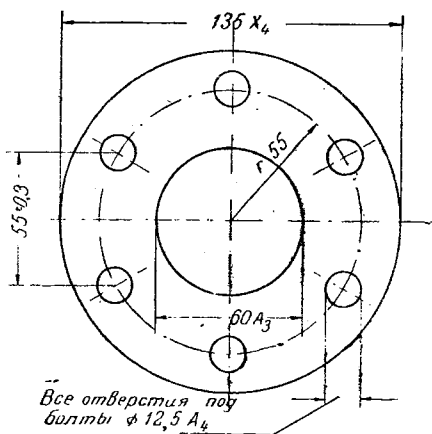
Правило о написании каждого размера один раз может быть соблюдено отдельно в группе производственных размеров или в группе конструктивных размеров. Сравнивая эти две группы размеров (фиг. 46 и 59), мы увидим всегда встречающееся неявное повто-

рение размеров. Это неизбежно, и это необходимо помнить при исправлении размеров на чертежах.

На фиг. 64 два нижних отверстия одинакового диаметра. Как правило, в этих случаях надо у каждого отверстия ставить диаметр с допуском: полагаться на то, что токарь не расточит отверстия по аналогии с верхним отверстием довольно трудно. Не дав указаний, нельзя и требовать, так как человеку, впервые взявшему деталь в руки и не знающему ее назначения, решить подобную задачу не представляется возможным и приходится работать наугад.

Если много одинаковых отверстий в детали, то, указав размер у одного, можно сделать общую надпись, как указано на фиг. 65.

Еще один вопрос встает часто перед конструктором при простановке размеров: какой размер детали следует ставить, принимая во внимание возможные отклонения размера в пределах допуска, или как следует ставить допуски на размеры — со знаком $+$ или $-$, или же $\pm$. Ответом на этот вопрос может быть выдержка из книги Бакингема.



Фиг. 65. Фланец.

«Основные размеры, даваемые на чертежах взаимозаменяемых деталей, должны быть размерами максимального количества металла¹, за исключением посадок с натягом и некоторых других исключительных случаев. Прямое сравнение основных размеров должно давать возможность проверить «опасные пределы» или же случаи минимальных зазоров. Очевидно, что эти размеры являются наиболее важными, так как они контролируют взаимозаменяемость. Эти размеры должны быть определены в первую очередь и должны оставаться всегда без изменений, если механизм работает исправно и проект его не перерабатывается. Направление допусков в этом случае будет в сторону увеличения зазоров. Для посадок с натягом, конусов, клиньев и пр. основным размером будет размер, который определяет минимальный натяг (в данном случае являющийся «опасным пределом»), и направление допуска в этом случае будет в сторону увеличения натяга».

В наших условиях можно пользоваться этими указаниями Бакингема, а во всех случаях, кроме элемента вал-отверстие. Для вала-отверстия дело несколько упрощено применением стандартных скоб и пробок, исключающих необходимость цифровой простановки допусков.

¹ Т. е. все допуски должны идти в тело.

ГЛАВА V

МЕТОДЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ МАШИН

Вопросы организации технического бюро и постановки чертежно-конструкторского дела не имеют непосредственного отношения к взаимозаменяемости деталей. Но поскольку производство машин с полной взаимозаменяемостью деталей требует громадного напряжения и внимания со стороны конструкторов, постановка проектирования выходит на первый план и является одним из важных моментов в общем деле. Поэтому остановимся здесь на некоторых принципиальных моментах.

Еще и сейчас нередко можно встретить конструкторов, которые проектируют машины сидя в чертежном бюро или где-либо в центральной конторе. Их дело — рассчитать и иногда вычертить машину. Чертежи будут отправлены в цеха, на завод, а там есть опытные монтеры, которые сумеют «сдать» машину заказчику. О работе машины на месте обычно совершенно не интересуются.

Конструктор обычно пользуется сведениями с производства, что такой-то механизм плохо работает, деталь быстро изнашивается или ремонт конструкции неудобен. Это является источником опыта конструктора центральной проектной конторы.

Как правило, надо считать, что ни один механизм, ни одна машина не работают с первого момента удовлетворительно. Ошибки исполнения, небрежности в сборке заставляют монтажников поработать над каждым механизмом, довести его и отрегулировать; даже всякая машина массового производства проходит перед выпуском ряд испытаний и, если надо, регулировок, а иногда и доделок. Что же касается машин штучного или мелкосерийного производства, конструкции которых не выработаны, то эти машины всегда стоят подолгу на монтаже и без «опытного монтера» обычно работать не начинают.

Большинство конструкторов не хотят понять того, что их вызывают в цеха не для того, чтобы указать на их ошибки, а для того чтобы они помогли цеховым работникам в исполнении порученной им всем вместе задачи. Работники цехов в случае неудовлетворительной работы машины находятся, конечно, в гораздо более тяжелом положении, чем конструктора, и нуждаются в помощи и указаниях. В случае отказа им в этом они вынуждены искать опытного смелого монтера, который обнаружил бы все ошибки монтажа, исправил ошибки конструктора и сдал машину.

Такая постановка дела в настоящее время, когда перед промышленностью поставлены большие задачи, неправильна и недопустима.

В настоящее время перед конструктором следует ставить задачу: сдавать не листы чертежей, а машину. Пусть это будет копия существующей машины или же это будет совершенно новая машина,

основанная на новой идее, безразлично. Перед проектированием всякой машины конструктор должен изучить условия ее работы; изучить типы существующих машин, изучить всю литературу по данному вопросу, более чем желательно, чтобы конструктор встал сам за одну из работающих, даже устаревших машин и поработал на ней в качестве машиниста.

После этого в случае новой машины конструктор приступает к предварительной наметке схемы машины, которая делается обычно в масштабе $\frac{1}{5}$ или $\frac{1}{10}$ в зависимости от размера машины. Эта схема редко даже заканчивается. Она служит конструктору только как сводка первого конструирования и материал для различных проб, для выбора и выяснения расположения механизмов.

После того как схема машины выяснена, можно приступить собственно к конструированию машины в натуральную величину. *Обязательно в натуральную величину*, каких бы размеров ни была машина. Практика говорит, что масштаб искажает представление о пропорциональности частей и, кроме того, масштабный чертеж не дает цельного представления о размерах как всей машины, так и ее деталей. Уменьшение линейных размеров пропорционально первой степени масштаба, а площадей пропорционально квадрату масштаба создает неправильное зрительное впечатление и приводит к непропорциональности деталей машины.

Вычерчивание машины в натуральную величину надо производить на вертикальной доске по размерам достаточной, чтобы на ней поместилась вся машина. Не следует стесняться досок длиной в 6—8 м и более. Располагая их вдоль стены, можно не потерять больших площадей технического бюро, дав в руки конструкторам сильное орудие для повышения качества заводской продукции.

Вычерчивание машины в натуру надо производить со всеми мелочами, не жалея времени на эту работу, так как оно с избытком будет оплачено при изготовлении рабочих чертежей. Кроме того, детально вычерченный большой чертеж машины освободит старшего конструктора от необходимости дорабатывать детали при дальнейшей разработке. Если необходимо получить утверждение проекта со стороны вышестоящих инстанций, то самое лучшее посылать на утверждение именно этот большой чертеж. Вообще говоря, надо всячески избегать утверждений, экспертиз и отзывов по проекту, как убивающих инициативу конструкторов.

Каждый шаг вперед сопряжен с большим или меньшим риском. Найти одного человека, одного старшего конструктора, который бы умел и хотел рисковать, трудно. Заставить же рисковать нескольких человек, в том числе экспертов, которые только поверхностно знакомятся с проектом, невозможно. Поэтому при проектировании новых машин надо всячески избегать различных утверждений, обращая большее внимание на выбор старшего конструктора, оставляя только утверждение на случай необходимости отстранения старшего конструктора, если окажется недостаточно квалифицированным.

Несколько другой характер имеет процесс утверждения проекта, если он производится заказчиком машины. Это утверждение дает возможность заказчику в нужный момент выставить ряд добавочных

требований в целях улучшения качества машины. Добавочная механизация процессов, неудобство рабочего места, добавочные требования к легкости ремонта и смене частей и т. п., обычно являются предметами обсуждения при подобном утверждении.

Если заказчик внимательно относится к своему заказу и принимает участие в первых работах конструктора, то можно надеяться, что грубых ошибок не будет сделано. Указания же работника, близко знакомого с эксплуатацией машин данного типа, будут всегда ценнее указаний экспертов.

После того как кончен проект машины в натуральную величину, можно приступить к рабочим чертежам, предварительно разбив машину на сборочные узлы, продумав вопрос о сборочных базах и нанеся их на большой чертеж.

В проектировании рабочих чертежей может принимать участие значительное число конструкторов, причем участие старшего конструктора в этой работе не обязательно. Вообще говоря, нельзя допускать отрыва старшего конструктора от чертежной работы. Периодически он обязательно должен сам чертить и выпускать в цеха рабочие чертежи, так как иначе он очень скоро перестанет понимать младших конструкторов, их заботы и сомнения и оторвется от своей основной группы.

Готовые исполненные рабочие чертежи поступают в цеха, и по ним изготавливаются детали. Цеха не знают, куда какая деталь идет и как она будет работать. Чертеж должен быть исполнен так, чтобы цеховым работникам не надо было знать, куда идут детали. Рабочий чертеж должен давать деталь в ее окончательном виде как в смысле размеров, так и в отношении вида обработки и отделки.

Не следует на рабочем чертеже давать технологические размеры (диаметры сверл при сверлении под резьбу, припуски на шлифовку, припуски на обработку в литых и кованных деталях и пр.). Это вносит всегда большую путаницу в работу технического бюро, так как редко кто из конструкторов может взять на себя всю эту работу целиком, исправление же технологом чертежей конструктора недопустимо. В результате такой постановки хозяевами чертежа окажутся два человека, что обязательно повлечет к ошибкам в чертежах.

Надо делить работу конструктора и технолога, настаивая на том, чтобы технолог тоже чертил, а не отделялся канцелярскими технологическими картами.

По Бакингу есть случаи, когда технологом приходится поручать составление рабочих чертежей. Это случай массового производства, для которого Бакингом дан следующий порядок работы:

- 1) проектирование машин конструкторами;
- 2) изготовление опытных образцов и их испытание;
- 3) корригирование чертежей согласно испытаниям и, если необходимо, повторное исполнение опытных экземпляров;
- 4) вычерчивание рабочих чертежей всей машины технологами заново, но без изменения конструктивных размеров;
- 5) изготовление опытного (технологического) образца машины, имеющего целью проверить работу технологов;
- 6) запуск машины в производство.

Такая серьезная проработка понятна при машинах для массового производства, так как в этом случае ошибка в чертеже может вызвать дорогостоящий брак в большом количестве.

Остановимся на вопросе об ошибках в чертежах.

Ошибки в чертежах делают все конструктора и чертежники, поэтому всякий чертеж вне зависимости от того, кем он был исполнен, должен быть проверен, причем проверка не должна носить характера общего просмотра и отдельных придилок проверяющего к конструктору, а должна представлять собой полный контроль всего чертежа.

Приемы проверки чертежей, завезенные к нам из США, состоят в следующем. Наиболее полная проверка производится над специальной синей копией с чертежа. Контролер пользуется при этом двумя цветными карандашами — синим и желтым. Синим он зачерчивает все правильные размеры и затушевывает правильно проведенные, проверенные им линии чертежа, желтым помечает все ошибки. При такой проверке никогда не следует доверяться памяти, и *зачеркивать размеры и линии следует только тогда, когда найдено формальное подтверждение проверяемого размера подсчетом и сравнением*. После проверки чертежа на синьке получается сплошной синий фон, на котором ярко выделяются пометки ошибок в виде желтых надписей и поправок.

Несколько упрощенная проверка производится на кальке после копирования чертежа. В этом случае берут черный мягкий карандаш 3В-5В и простой синий¹. Исправление всех ошибок производится синим карандашом, правильные размеры зачеркиваются черным. После этого калька поступает на просмотр и исправление конструктору, ее автору. С исправленной кальки карандаш смывается бензином.

Проверка чертежей требует большого внимания, умения и привычки, поэтому некоторые правила и указания для проверяющих будут полезны. Заимствуем их из американской литературы.

«Перед посылкой рабочего чертежа в цех он должен быть внимательно проверен. Первая проверка чертежа в карандаше должна быть произведена главным конструктором, знающим цену, за которую должна быть исполнена машина; он проверяет чертежи с точки зрения конструктивности, прочности и экономности, просматривает существующие модели, которые могут быть применены, проверяет смазку проекции и пр.

Когда чертеж окончен, он просматривается опытным контролером, который, подписывая его, берет на себя ответственность за все неаккуратности. Это «пробное чтение» не может быть произведено лицом, исполнявшим чертеж, так же хорошо, как другим, просматривающим чертеж в первый раз.

В небольших конторах вся работа проверяется главным конструктором, остальные конструктора периодически проверяют работы соседей; в больших конторах один или несколько контролеров посвящают все свое время работе этого рода. Все заметки, вычисления, контрольные чертежи должны быть сохранены для будущих справок.

¹ Не следует пользоваться красным и желтым карандашами, так как они ухудшают проницаемость кальки для ультрафиолетовых лучей.

Студенты могут приобрести опыт в этой работе, проверяя работы других студентов.

Для большей эффективности проверки она должна производиться в строго систематизированном порядке, с большим вниманием.

Чтобы проверить чертеж, каждый из следующих пунктов должен быть выполнен отдельно. После того как размер или проекция проверены, около них должна быть поставлена пометка контролера, а исправления должны быть помечены мягким или цветным карандашом.

1. Встаньте в положение человека, который должен прочесть чертеж, и определите, легко ли его прочесть и тотчас же рассказать устройство. Делайте это всегда, прежде чем проверять отдельные детали, другими словами, делайте это перед тем, как привыкнете и ознакомитесь с его содержанием.

2. Посмотрите, чтобы каждая деталь была хорошо иллюстрирована и вычерчена; чтобы были все необходимые виды, но не было бы ни одного лишнего.

3. Проверьте все размеры масштабом и, где возможно, расчетом; предпочитайте расчет.

4. Посмотрите, чтобы на чертеже были выявлены базы размеров и чтобы все размеры, необходимые цехам, стояли от баз. Убедитесь в том, что нет необходимости производить вычитание или сложение, чтобы получить необходимый размер.

5. Проверьте допуски: посмотрите, чтобы они не были узки или грубы, т. е. соответствовали назначению машины, не повышали зря стоимости исполнения и, напротив, не испортили бы машины неточностью работы и незаменимостью частей.

6. Просмотрите детали: закончено ли вычерчивание, везде ли поставлены значки механической обработки.

7. Просмотрите, даны ли правильно и точно в спецификации материалы.

8. Проверьте «противоречия»: сверьте каждую деталь с частями, с которыми она приходит в соприкосновение в собранной машине, и посмотрите все ли размеры проверены.

9. Когда проверяете размеры движущихся частей, вычертите их масштабно, пометьте основные углы движения и проверьте размеры во всех положениях. Мелкие механизмы вычерчивайте в двойном масштабе или более.

10. Проверьте, все ли мелкие детали (винты, болты, клинья, заклепки и пр.) стандартны и везде ли, где возможно, приняты нормальные размеры.

11. Подробно проверьте наименования, список деталей и спецификации.

12. Просмотрите чертеж в целом, добавляя объяснительные заметки для большей ясности чертежа.

Необходимо отметить, что такая проверка дает очень хорошие результаты в смысле выявления ошибок, но она представляет настолько тяжелую работу, что редко кто ее выдерживает. Обычные рядовые конструктора часто отказываются выпускать свои чертежи.

без такой проверки, так как она гарантирует их от неприятностей с цехами, но вместе с тем те же конструктора обычно отказываются проверять чертежи своих соседей.

Доказательством сложности этой работы может служить то, что в США специалисты-контролеры получают ставки, равные и более высокие, чем старшие конструктора. В практике автора были случаи, когда конструктора, согласившись работать контролерами на повышенном окладе, через некоторое время отказывались от прибавки и переходили вновь в рядовые конструктора. Большое напряжение при проверке приводит быстро к нервному переутомлению и вызывает нервные явления, в результате чего редко кто может выдержать продолжительную работу контролером.

Хорошим выходом из этого положения является перекрестная проверка работ конструкторов самими конструкторами. Периодическую проверку чертежей соседа обычные работники «выдерживают без труда».

Не следует никогда приступать к проверке незаконченных чертежей, например чертежей отдельных деталей без общего сборочного чертежа узла. Без хорошего сборочного чертежа контролер не в состоянии как следует разобраться в конструкции, с другой стороны, без сборочного чертежа узла трудно установить сборочные базы.

Сборочный чертеж не должен представлять собой немой картинки. На нем должны быть указаны:

- 1) все конструктивные и теоретические размеры;
- 2) размеры соприкасающихся с другими узлами элементов;
- 3) номера деталей и полная их спецификация с указанием количества на один комплект и чистого веса.

Общее оформление чертежа должно быть таково, чтобы имела полная возможность собрать по нему механизм.

После проверки чертеж выдается в цеха. С этого момента, собственно, и начинается самая трудная и ответственная работа для старшего конструктора, которая даст оценку проделанной ранее работе.

Добросовестно относящийся к делу конструктор, если он действительно хочет выпустить с завода хорошую машину, должен вместе с чертежами спуститься в цеха. Он должен раз или два обойти все станки, на которых исполняются его детали, сделать указания рабочим, предупредить их, указав на трудные места. Он должен сам наблюдать за обработкой деталей, чтобы в случае надобности изменить их конструкцию и, где можно, увеличить допуски перед серийным выпуском машины. Часто, проходя мимо обрабатываемой детали, замечаешь, что рабочему неудобно обрабатывать, прием, который он применяет при обработке, не дает точных результатов, между тем незначительное изменение конструкции может сильно облегчить механическую обработку.

Технологу, разрабатывающему технологический процесс, и рабочему, обрабатывающему деталь, не приходит в голову, что конструкция может быть изменена. К чертежу они относятся, как к закону — иначе, конечно, быть не может. Конструктор же видит, что неудобство в обработке произошло в результате его оплошности, которую легко исправить без вреда для машины.

Сплошь и рядом, в особенности если не все допуски проставлены на чертежах, приходится удерживать рабочих от излишней точности обработки. Иногда, напротив, приходится опротестовывать слишком грубую обработку и требовать повышенной точности, т. е. большего внимания со стороны цехового персонала к обрабатываемой детали.

Совершенно необходимым является присутствие конструктора в случае обнаружения брака в цеху. Во-первых, конструктор должен выяснить причину брака и, если потребуется, в будущем внести соответствующие изменения в конструкцию; во-вторых, в особенности если вопрос идет при изготовлении опытного образца, конструктор может отдать распоряжение о пропуске бракованной детали, сделав небольшие изменения в соприкасающихся деталях.

Мы здесь разбираем вопрос об обязательствах старшего конструктора машины. Совершенно очевидно, что и его помощники, младшие конструктора, не должны оставаться в стороне: каждый из них должен следить за своим узлом, за спроектированным им механизмом. Также не должны оставаться в стороне технологи.

Как конструктор, проектировавший машину, является хозяином ее чертежа, так и старший технолог является хозяином технологического процесса. Он, как и конструктор, должен следить за механической обработкой деталей, изменять ее, если увидит необходимость, и таким образом подготавливаться к серии или к выпуску следующей машины, если эта машина штучного производства. Конечно, между всеми этими лицами должна быть тесная деловая связь, основанная на желании выпустить хорошую машину, а не на желании ткнуть, уколоть друг друга.

Все наблюдения, соображения, исправления ни в коем случае не должны оставаться в памяти конструкторов — это верный способ не накопить опыта и при вторичном выпуске машины опять маяться с теми же недочетами, что и в первом экземпляре. Их необходимо обязательно фиксировать на чертежах, сообщая об этом технологам, или же записывать в специальную книгу¹, внося изменения перед следующим выпуском чертежей в цеха.

Предположим, что идет выработка типа машины серийного производства. Детали в механическом цехе закончены. У старшего конструктора появляется новая несколько необычная обязанность: он должен спуститься до должности слесаря-монтера и участвовать в сборке первого экземпляра машины.

Оставим в стороне разговоры о тех трудностях освоения, которые имеют место при сборке машины нового типа. Они всегда имеют место и, конечно, очень хорошо, если кто-либо из конструкторов поможет монтерам в их работе. Но не только для этого должен спуститься конструктор машины в монтажный цех: он должен это сделать для того, чтобы проверить всю свою работу по проектированию, чтобы во-время исправить свои ошибки, если они будут, чтобы быть во всеоружии при испытании и пуске машины, чтобы быть в состоянии далее совершенствовать машину и, наконец, чтобы беспрерывно повышать свою квалификацию.

¹ «Книга дефектов», как она называлась на заводе АРЕМЗ.

Такие выходы конструкторов в цеха, когда они не являются только наблюдателями и критиками, но, встав к тискам или к станку, сами проверяют свой опыт, свои мысли и свои работы, имеют громадное воспитательное значение.

Конструктор, во-первых, начинает чувствовать те сотые и десятые миллиметра, которые он механически писал на чертежах, он начинает чувствовать характер посадок, и таблицы допусков получают в его представлении реальный смысл. Проблема трех точек, о которой мало кто из конструкторов думает, становится настойчивым требованием, после того как конструктор припилит подкладку под четвертую лапу, которая часто бывает нужна машине, как пятое колесо телеге. Задранный неосторожным обращением или плохой смазкой вал заставит конструктора обратить внимание на закалку и цементацию деталей. Не входящие на место детали заставят задуматься над перекосами, овальностями, эксцентриситетами — над ошибками формы.

Шум шестерен заставит его десять раз подойти к зуборезному станку и найти причины шума, а не отделяться разговором о том, что «на нашем заводе не умеют работать».

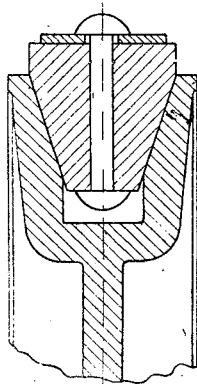
Нельзя не согласиться также с цитированным выше Бакингом о том, что язык чертежа в настоящее время далеко не совершенен, и проектирование машин уходит далеко за пределы чертежной доски. Есть ряд конструктивных узлов, которые не поддаются чисто конструктивной проработке. Таким узлом, например, является рабочее место машиниста машины, шофера на автомобиле или крановщика на кране и т. д. Практика говорит, что как бы добросовестно ни был сделан проект рабочего места, оно всегда будет иметь недостатки, пока не будет «доведен»: неудобная спинка сидения вызовет боль в спине, педаль, расположенная близко к сидению, не даст возможности приложить расчетное усилие, защелка рычага прищемит палец и т. д. Этот узел приходится доводить самому конструктору, работая на машине.

При установке конических тормозных шкивов (фиг. 66) угол конусности (2α) приходится подбирать практически, в зависимости от коэффициентов трения. То же самое необходимо сказать о большинстве пружин, сечение и размеры которых обычно выбираются при испытании.

Как правило, можно сказать, что во всякой машине есть несколько узлов и деталей, расчет которых очень неточен и размеры которых приходится выбирать конструктору на практике.

Всю эту работу должен делать конструктор, и его присутствие в цехе при сборке опытной машины необходимо.

Испытание машины лучше всего производить, постепенно включая механизмы. Собрать один — испытать; добавить другой — испытать и т. д., пока не будет собрана вся машина. Испытывать машину должен сам конструктор. Он должен быть ее первым машинистом, так



Фиг. 66. Конический тормоз.

как только он, продумавший хорошо машину, может во-время заметить ненормальности в ее работе и предупредить аварии. Только конструктор машины может, не ухудшая ее, внести необходимые изменения и довести машину до нужного качества.

В таких случаях не следует идти в сторону увеличения зазоров, т. е. за счет ухудшения качества. Чуть где не ладится, пускается в ход пила и шабер. Зубья шестерен припиливаются, т. е. портятся, подшипники пришабровываются, широко применяются прокладки и подкладки. Машина начинает работать. Правда, работает она далеко не так, как должна, но все-таки работает. Конструктор не должен этого допускать, он должен найти первопричину и ее устранить, а не спасаться зазорами.

Лучше задержать срок выпуска машины, но найти первопричины неполадок и устранить их раз навсегда, чем пропускать неполадки и при сборке следующей машины опять возиться с тем же.

После установки машины на место или выезда в поле конструктор первый должен на ней работать и сдать ее заказчику. Только после этого он имеет право сказать, что он спроектировал машину.

Следовательно, конструктор должен быть, во-первых, чертежником, так как он сам должен принимать участие в изготовлении рабочих чертежей, он должен быть технологом, токарем, слесарем и, наконец, машинистом на своей машине. Круг обязанностей, который редко кому под силу, и редко встречаются конструктора, творящие новые машины. В большинстве случаев конструктора только поддерживают технический уровень завода, перечерчивая старые конструкции с мелкими изменениями.

Многие конструктора, возможно, и хотели бы встать за тиски и собрать свою машину, но их задерживает незнание слесарного дела, неумение подойти к машине. Поэтому надо настоятельно рекомендовать тем, кто со временем хочет стать конструктором, не терять летние студенческие практики на изучение схемы организации завода и на исследование заводской документации, а встать за тиски и изучить слесарное дело, прочувствовать химический состав стали, оценить термическую обработку, научиться толково применять закалку и цементацию и проставлять допуски.

Из всего сказанного становится ясным роль конструктора в изготовлении машины и понятна та оторванность конструкторов, которая имеет место при проектировании машины в центральных проектных конторах.

В настоящее время можно считать окончательно установленным, что машины всех типов должны обязательно проектироваться на заводах, производящих эти машины. Другое дело — различные устройства, например отопление, вентиляция, водоснабжение, печное оборудование и пр. На заводах, эксплуатирующих несколько печей, нет никакого смысла держать конструктора-печника. Печи должны проектировать и строить предприятия, специализировавшиеся на этом деле.

Чтобы закончить вопрос о работе конструкторского бюро, надо остановиться на организации чертежного дела и архива чертежей. По поводу постановки чертежного дела можно только посоветовать

строже придерживаться таблиц ОСТ, которые разработаны пока еще далеко не полно, но недурно и должны быть законом для всякого чертежника. Машиностроительное черчение обязательно должно быть в гранках. Шрифты ОСТ должны быть введены вместо так называемых нормальных, они очень удачны, нетрудны для обучения, и что очень важно, совершенно обезличивают почерк.

Что касается вопроса о нумерации чертежей, моделей и деталей, то тут что ни завод, то своя система, свой порядок. В основу нумерации кладут конструктивные признаки, разные классификации машин, форматы чертежей, номер, место работы конструктора и т. д. Составляют сложные номера, с литерами или без них, давая каждой цифре и букве свое значение.

Не разбираясь во всех этих системах и не подчеркивая их недостатки и достоинства, отметим только, что самой лучшей системой будет наиболее простая, которой в данном случае является порядковая нумерация. Для центральных учреждений, выпускающих чертежи, номера относятся обычно к чертежам. На заводах же очень удобно применять разработанную в Америке систему, состоящую в следующем.

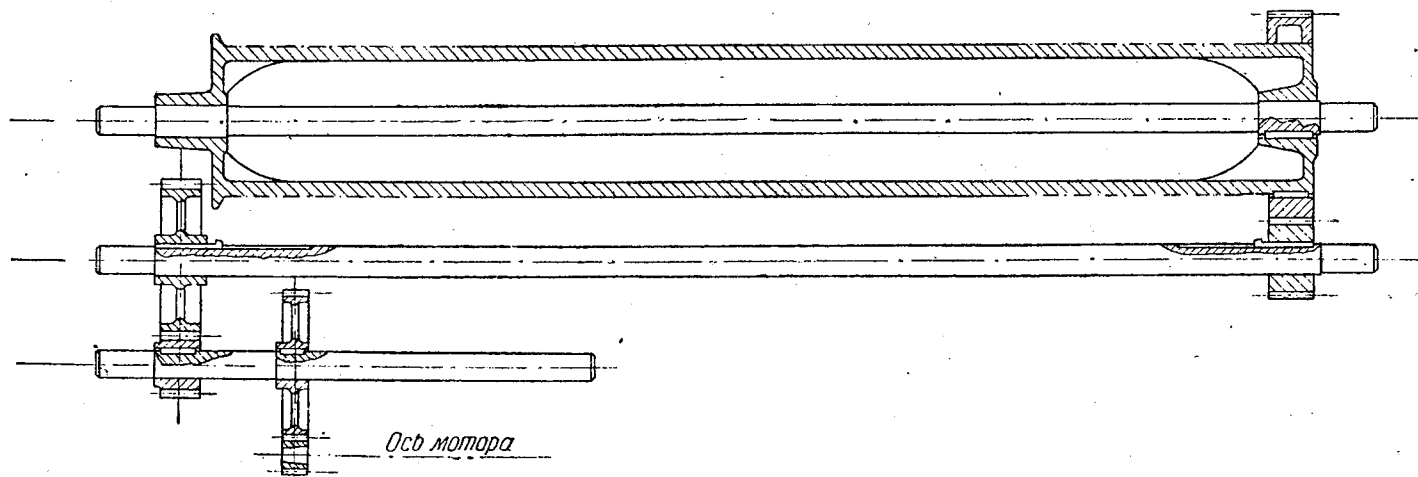
По порядку номеров нумеруются детали. Номер детали является ее названием и паспортом, и по этим номерам она числится во всех заводских документах. Номер чертежа совпадает с номером детали, номер модели таюже. Если на листе имеется несколько деталей, то внизу справа ставится сдвоенный номер чертежа. Например, на чертеже детали № 1298, 1299, 1300, 1301, 1302, номер чертежа «1298—1302» или сокращенно «1298—02». Узловой чертеж получает ординарный следующий по порядку номер, например «1303». Этот номер одновременно является наименованием — паспортом узла.

Общий вид машины имеет свой номер, который одновременно является и номером машины.

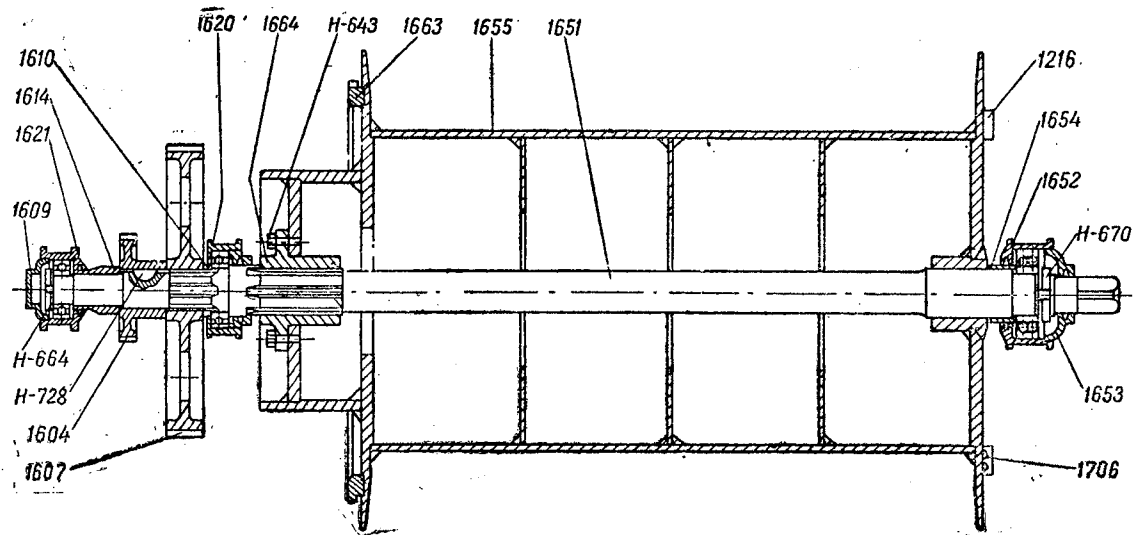
Практически эта нумерация оказалась самой удобной из всех известных. Особенно удачна оказалась она при проработке технологического процесса сборки машин. Необходимо отметить, что в настоящее время основой процесса сборки является узел. Разбивка машины на узлы чрезвычайно удобна при проектировании, при сборке и ремонтах. Под узлом следует понимать как группу разрозненных деталей, искусственно связанных в узел, так и целый агрегат машины, представляющий одно целое, комплектно устанавливаемое на машину, вне зависимости от количества деталей и размеров узла.

Например, на фиг. 67 дан подъемный механизм крановой тележки. В нем фактически три узла. Это группа деталей, искусственно собранная вместе. Еще более искусственной будет связь в узле «инструмент и принадлежности».

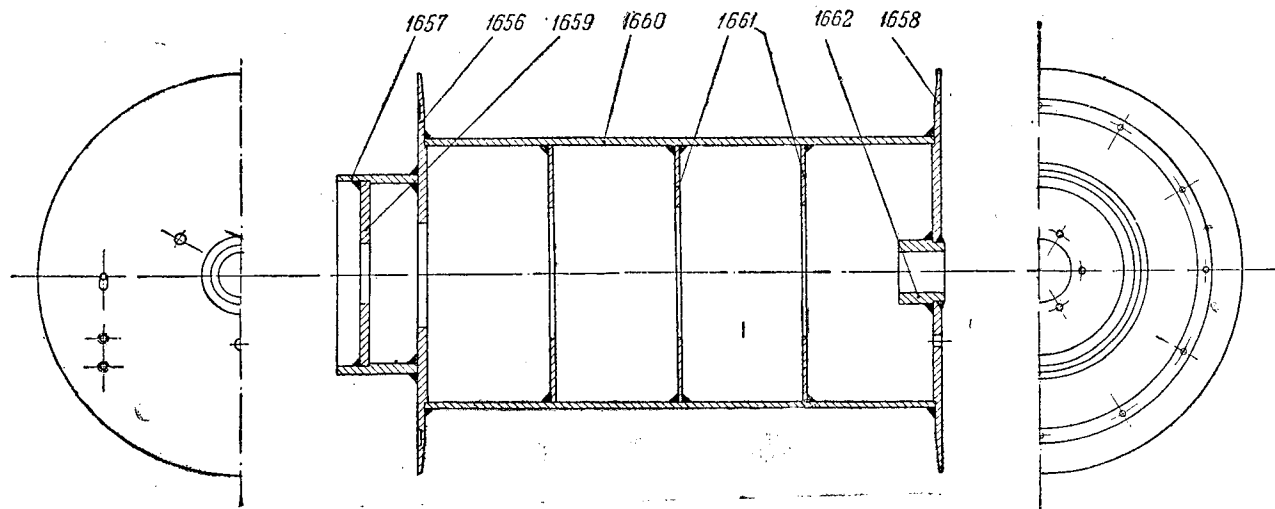
На фиг. 68 дан вал лебедки с катушкой в виде целого сборочного узла. В этом узле все детали соединены в одно целое и представляют агрегат машины, собираемый отдельно и комплектно устанавливаемый на машину. Комплектно его можно вынуть из машины при ремонте. Но в этом узле есть другие узлы более низких категорий. Таким узлом прежде всего является сварная катушка. Она состоит из ряда деталей (барабан, диски, диафрагмы, тормозный шкив и пр.), которые



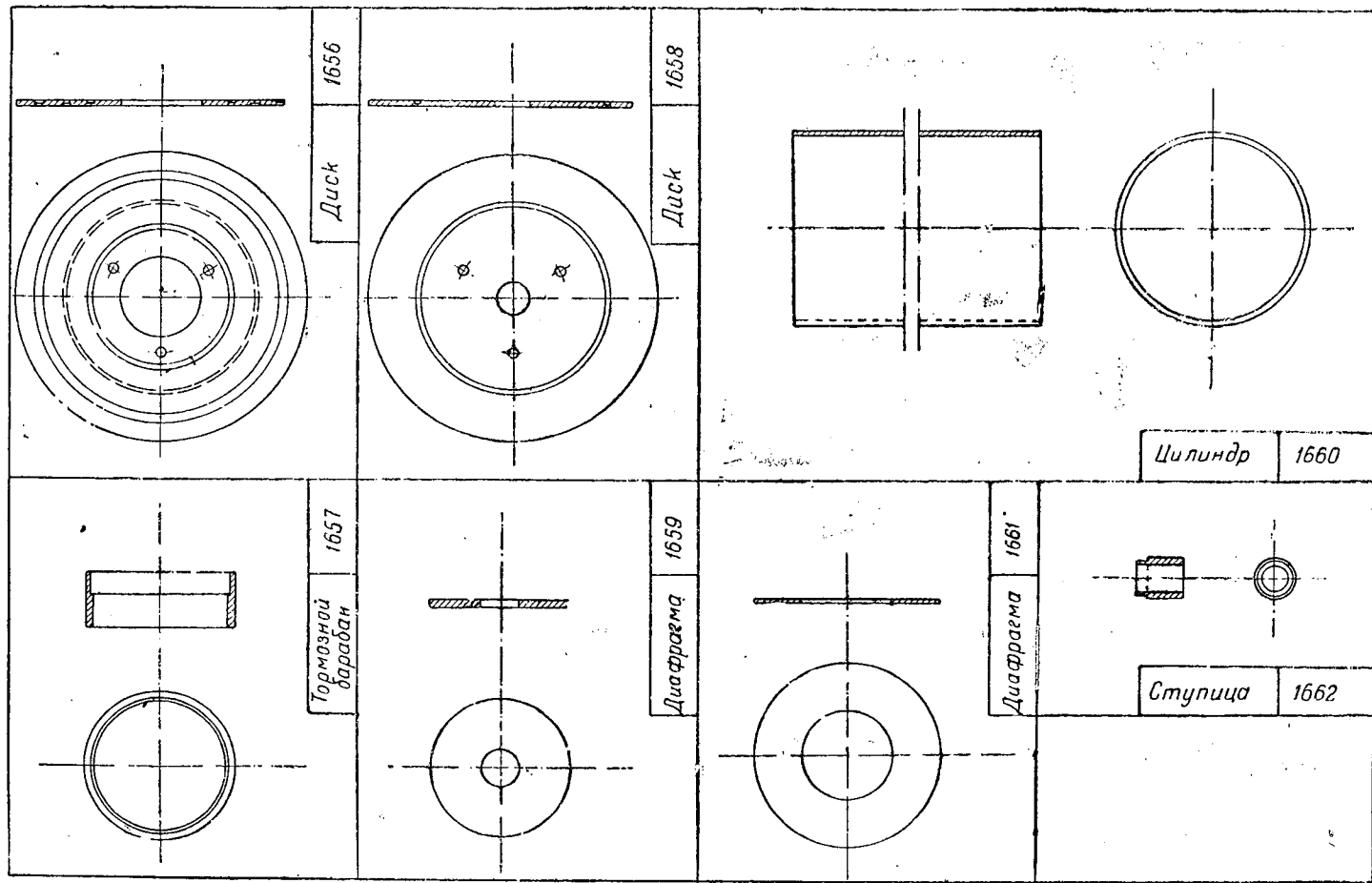
Фиг. 67. Подъемный механизм тележки.



Фиг. 68. Вал и катушка.



Фиг. 69. Сваренная катушка.



Фиг. 70. Детали катушки.

перед сваркой обрабатываются на станках, и после сварки в виде целой катушки опять поступают на станок. Чертежи этих составных деталей даны на фиг. 70; чертеж сварной катушки на фиг. 69 — это уже узел; сборочный узел дан на фиг. 68; наконец, общий вид машины является также узлом.

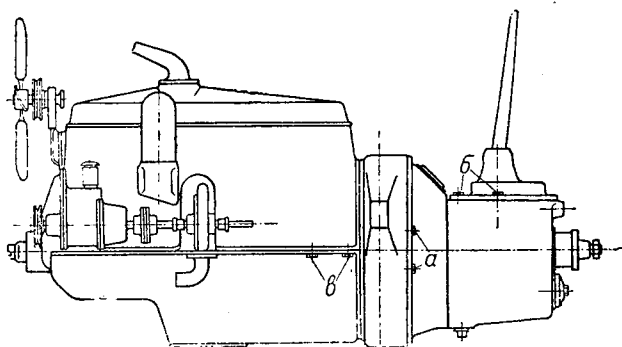
Согласно приведенной нумерации каждая деталь катушки имеет свой текущий номер (№ 1604, 1607 и т. д.). Сваренная катушка также имеет свой текущий номер (1655). По чертежам, выданным под номерами 1656—1662, заготавливаются детали катушки. Когда они готовы, по чертежу № 1655 сваривается и обрабатывается катушка. Наконец, по чертежу № 1702 собирается весь узел. Часто по последнему чертежу приходится проводить механические обработки, например просверлить и развернуть дыру для конического штифта, приработать шестерни и пр. Текущий полноправный номер узла, как детали, дает возможность четко оформить все эти работы.

Кроме того, такая обезличенная нумерация чрезвычайно удобна при каких-либо изменениях в деталях. Она дает простой и надежный способ изменений, не влекущий за собой никакой путаницы и состоящий в перемене номера детали. Если в результате изменения деталь не теряет взаимозаменяемости (изменение термической обработки, введение канавки для выхода шлифовального камня и пр.), то номер детали можно не менять. Надо только проследить за тем, чтобы в цехах все старые чертежи были заменены новыми, исправленными. Если же деталь теряет взаимозаменяемость в результате изменения размера, то ей дается новый текущий номер и производится соответствующее изменение в спецификации. Последний прием настолько удобен, что им часто пользуются и в тех случаях, когда деталь не теряет взаимозаменяемости.

ГЛАВА VI

НОРМАЛИЗАЦИЯ И ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ

Понятие взаимозаменяемости, отнесенное только к деталям, есть узкое понятие, не охватывающее всех моментов, на которые взаимозаменяемость может быть распространена.



Фиг. 71. Мотор ЗИС.

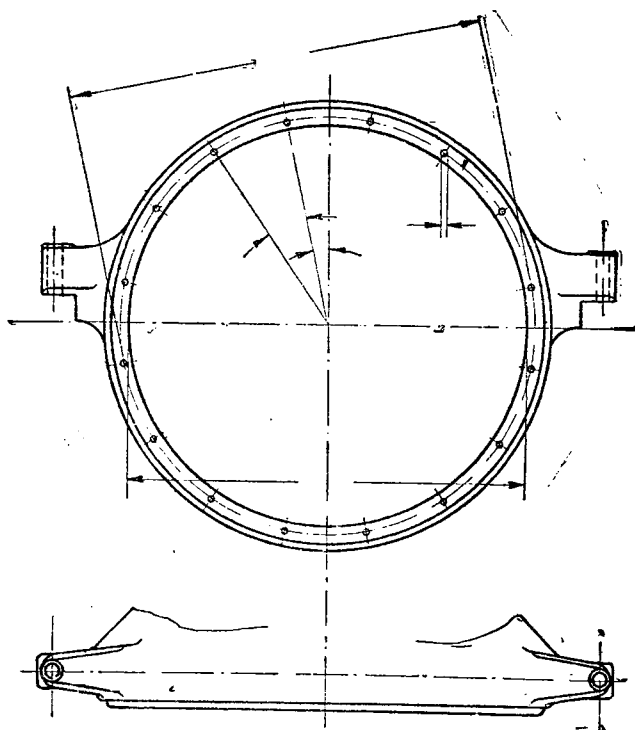
Взаимозаменяемыми могут быть детали, механизмы и целые машины. Например (фиг. 71), все болты, крепящие фланец коробки скоростей автомобиля *a*, одинаковы и взаимозаменяемы, но они могут быть совершенно одинаковыми с болтами, крепящими, например, крышку коробки *b*, или болтами, крепящими поддон двигателя *в*, и т. д.

Но при небольшом видоизменении (изменение диаметра, удлинение или укорочение на 5 мм) болт в данном случае уже теряет взаимозаменяемость. Для крепления коробки и поддона могут потребоваться три разных болта, и взаимозаменяемости в широком смысле не будет.

Далее предположим, что фланцы двигателей внутреннего сгорания (фиг. 72) не стандартизованы. Двигатель дизеля и четырехтактный двигатель одной мощности имеют фланцы, отличающиеся по диаметру на несколько миллиметров. В результате нельзя заменить один двигатель другим, придется менять коробку скоростей или же протачивать фланцы, ставить прокладки и т. д.

Возьмем еще один пример. На фиг. 73 даны два крановых электродвигателя мощностью 40 kW: тип КП 400/516 постоянного тока, тип КТ 400/607 трехфазного тока.

Предположим, что в связи с переходом цеха завода с одного рода тока на другой надо переменить на кране электромоторы. Очевидно, этого сделать нельзя без переделок и доделок, так как один мотор на место другого не встанет: относительное расположение дыр крепежных болтов у них различно; длины передних частей мотора различны (690 и 638 мм), концы валов разные ($\varnothing$ 80 и 90). Прежде чем сменить мотор, придется переделать всю установку, сделать новую



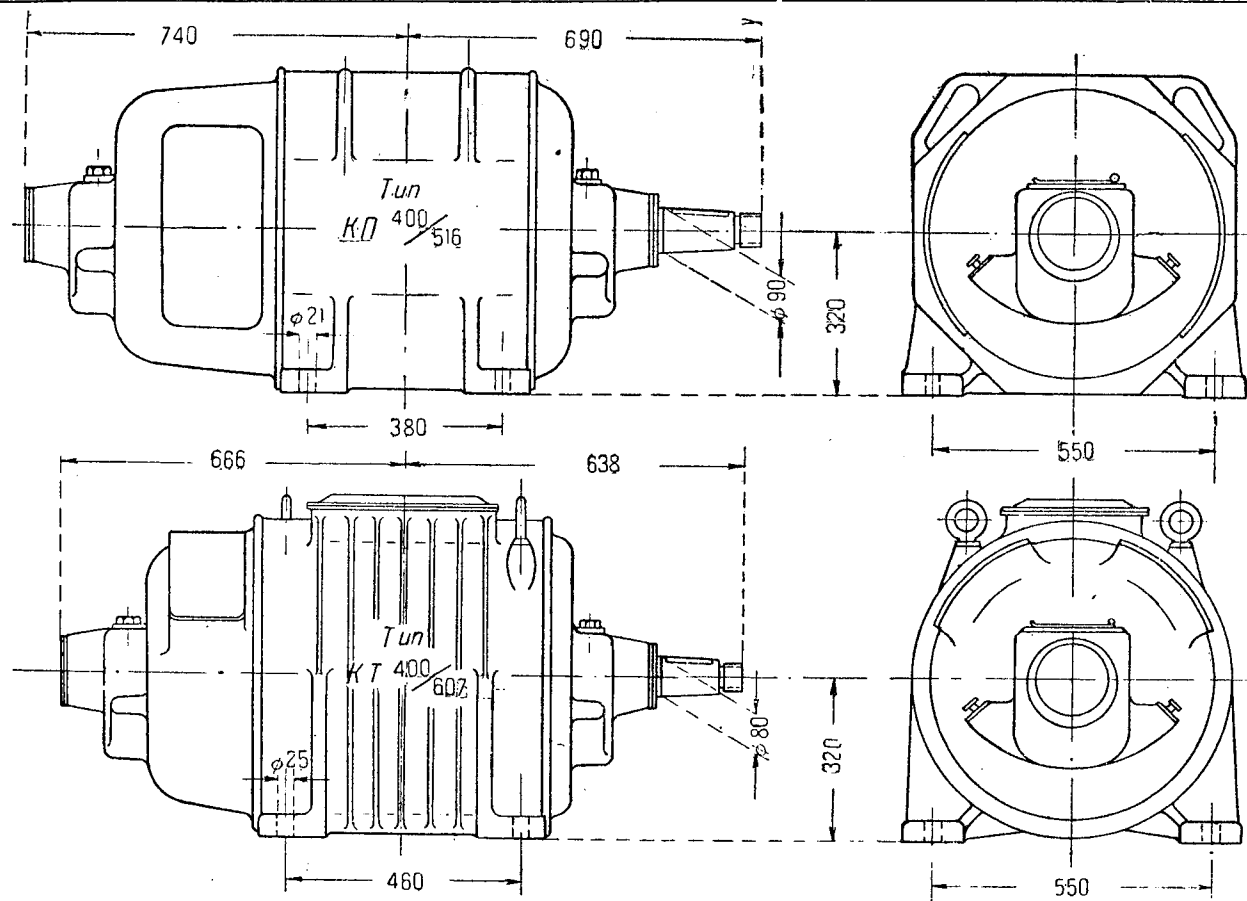
Фиг. 72. Фланцы двигателей.

эластичную муфту и проверить, встанет ли один мотор на место другого, так как один из моторов на 106 мм длиннее другого. Это недостатки организации промышленности, являющиеся результатом недоработанности общесоюзных стандартов.

Чтобы подробнее осветить вопросы нормализации в связи с взаимозаменяемостью, опишем несколько примеров выработки заводских нормалей и общесоюзных стандартов.

Прежде всего остановимся на вопросе о крепежных изделиях, в частности на болтах. Согласно ОСТ (по каталогу 1934 г.) имеется следующее количество крепежных изделий:

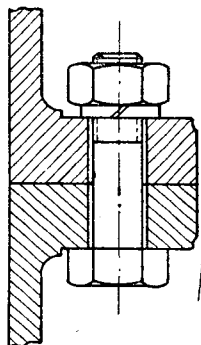
Болтов разных (включая специальные)	38 типов
Винтов	36 »
Шпилек	16 »
Гаек	22 »



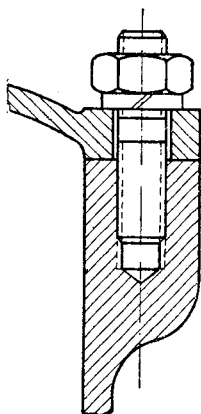
Фиг. 73. Крановые моторы.

Каждый тип может быть исполнен, несколькими десятками, а иногда и сотнями размеров. Таким образом общее число болтов, винтов, шпилек и пр. достигает нескольких тысяч размеров.

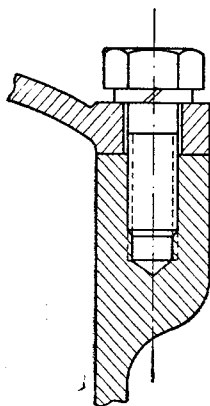
Если без всяких ограничений пользоваться этой номенклатурой при проектировании и не стремиться к однообразию болтов, то, очевидно, в машине будет очень большое число типов их. Разнообразие номенклатуры болтов, во-первых, сильно затруднит их изготовление на автоматах, во-вторых, поставит взаимозаменяемость деталей машины на низшую ступень.



Фиг. 74. Соединение болтом.



Фиг. 75. Соединение шпилькой.



Фиг. 76. Соединение шурупом.

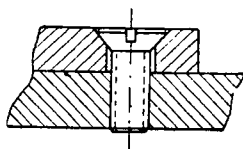
Посмотрим, каким путем можно достигнуть максимального сокращения числа типо-размеров болтов. На фиг. 74—78 даны наиболее часто встречающиеся случаи креплений в среднем и легком машиностроении. Не все эти случаи равноценны по качеству, прочности и долговечности. Наиболее удачная конструкция на фиг. 74, допускающая смену болта или гайки при их случайной порче или износе. Это очень важный момент.

Очень близка по выносливости к типу фиг. 74 шпилька на фиг. 75. Завернутая в чугун шпилька при работе не портит отливки, так как заворачивается обычно намертво и отвертывается только после износа верхней резьбы. Но шпилька имеет один очень крупный недостаток — требует точного исполнения резьбы, что не всякий завод может выполнить. Для хорошей работы шпильки необходимо, чтобы резьба, ввертываемая в деталь, туго входила в нарезанное отверстие. Она должна быть изготовлена очень точно. Резьба под гайку должна быть свободной — менее точной. Это обстоятельство часто заставляет отказаться от применения шпилек, так как при резьбе одинаковой плотности нередки случаи вывертывания шпилек вместо отвертывания гайки.

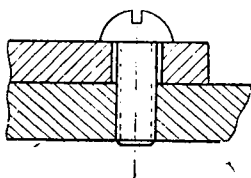
Этого недостатка нет в конструкции соединения по фиг. 76. Однако она все же неудачна, потому что при повторном заворачивании нарезка в отверстии (особенно если это чугун или алюминий) быстро

изнашивается. Тогда единственный способ сохранения отливки — рас-
сверловка дыры и применение болта большего диаметра.

Крепления по фиг. 77 и 78 находят себе применение для мелких
винтов, с диаметром резьбы не более 8—10 мм. Потайной винт фиг. 77

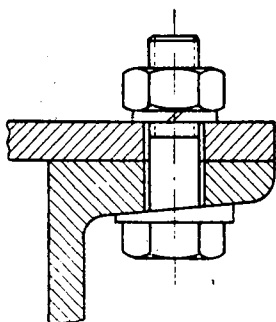


Фиг. 77. Соединение
потайным винтом.

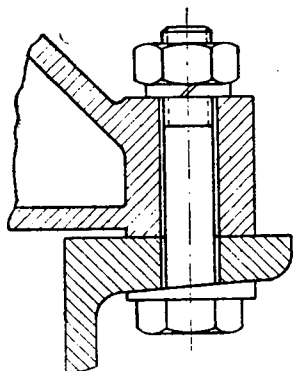


Фиг. 78. Соединение винтом
с полукруглой головкой.

при проектировании совершенно необходим. Что касается шурупа
с полукруглой головкой (фиг. 78), то фактически он является повто-
рением винта на фиг. 76, разница в типе головки не всегда имеет
принципиальное значение.



Фиг. 79. Крепление сорто-
вого железа.



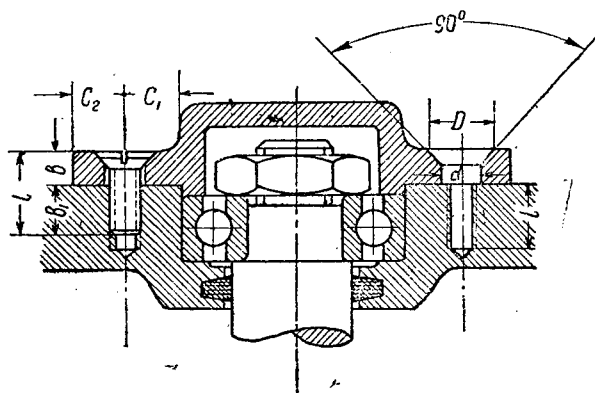
Фиг. 80. Крепление лапы.

Нормализация болтов должна осветить два момента: выбор кон-
струкции соединений и минимального числа болтов. Приведенные
выше фигуры не охватывают, конечно, всего многообразия соединений,
которое может иметь место в различных отраслях машиностроения.
На различных заводах могут встречаться различные требования,
но принципиально это не важно. Число возможных соединений не
бесконечно, и всегда можно выбрать несколько из них для всеобщего
массового применения на заводе, оставив право конструкторам при-
менять в случае крайней необходимости конструкции, отклоняющиеся
от нормальных.

Практика говорит, что вполне достаточно для каждого типа сое-
динения нормализовать по одному ряду болтов — на каждый диаметр
нарезки одну длину болта. В табл. 1—3 даны три нормали, разрабо-
танные на заводе АРЕМЗ¹. В основном болты длинные и короткие

¹ Конструктором Н. И. Коноваловым.

НОРМАЛЬНОЕ СОЕДИНЕНИЕ ВИНТОМ С ПОТАЙНОЙ ГОЛОВКОЙ

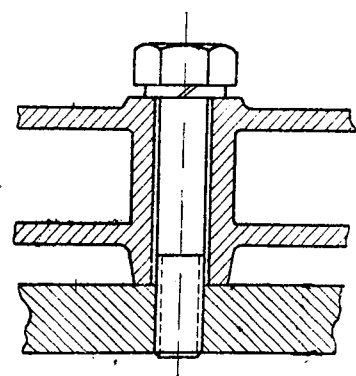


d_0	d	b_1	b	l	l_2	D	C_1	C_2
M 5	6	7	5	12	10	10	8	7
M 6	7	9	6	15	12	12	10	9
M 8	9	12	8	20	16	16	12	11
M10	11	15	10	25	20	20	14	13

1. Допуск для отверстия d — A_4

2. Размер l_2 для глухих отверстий, для сквозных отверстий брать размер l_1 .

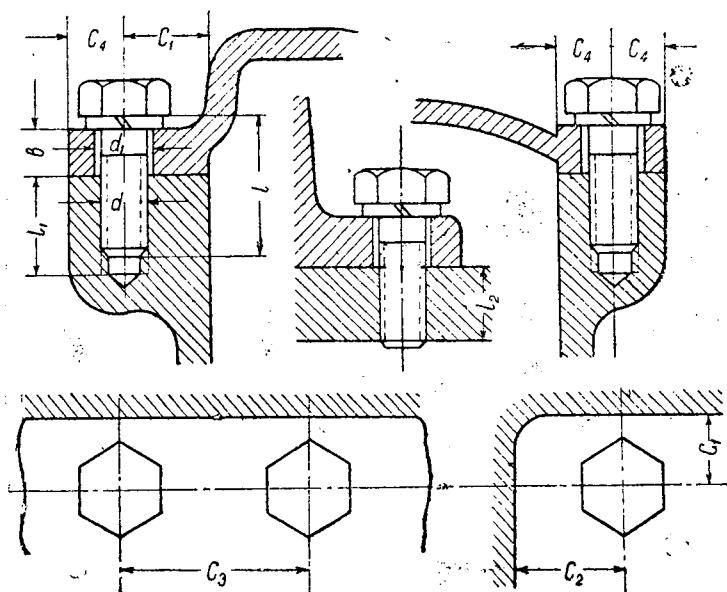
были разработаны для конструкций, изображенных в табл. 1—3, но те и другие имеют и другое применение, не отраженное на приведенных фигурах, а именно короткий болт очень хорош для соединений катаных профилей, как это показано, например, на фиг. 79. Длинный болт может с успехом служить для крепления лап картера (фиг. 80) и как длинный шуруп (фиг. 81). Необходимо отметить, что большого количества малоразличающихся длин болтов не нужно, так как, переходя к большему диаметру, мы имеем более длинный болт и наоборот.



Фиг. 81. Длинный шуруп.

Таким образом, варьируя длину и диаметр, мы практически всегда сможем подобрать необходимый нам болт. Такая нормализация болтов проведена практически на заводе АРЕМЗ и не вызывает никаких трудностей при проектировании. Практически больше чем 90% болтов в новых проектах являются нормальными.

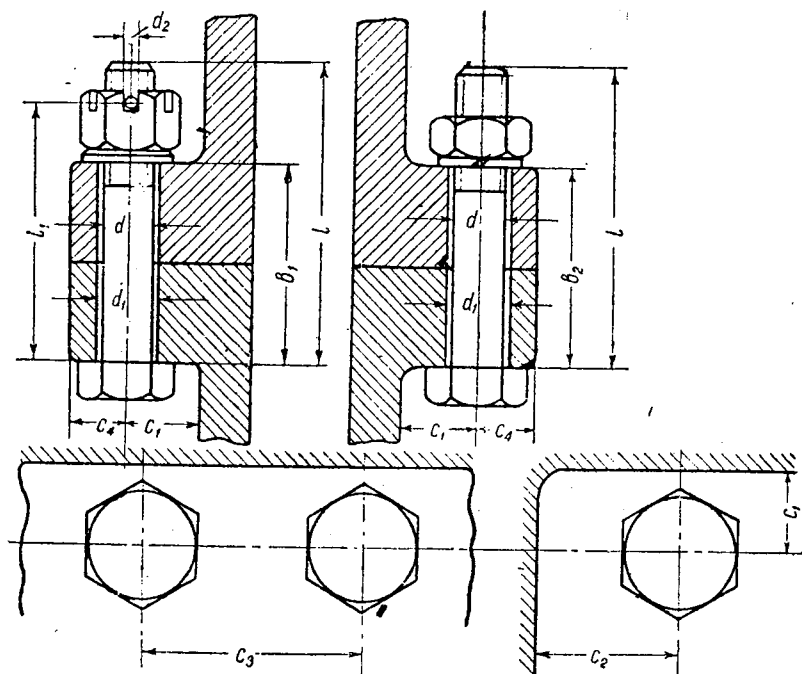
НОРМАЛЬНОЕ СОЕДИНЕНИЕ ВИНТОМ С ШЕСТИГРАННОЙ ГОЛОВКОЙ



d	d_1	b	l	l_1	l_2	C_1 наим.	C_2 наим.	C_3 наим.	C_4 наим.
М 6	7	6	16	12	10	11	15	25	7
М 8	9	8	22	16	12	13	18	32	9
М 10	11	10	28	20	15	15	22	38	11
М 12	13	12	32	23	18	18	28	45	13
М 14	15	14	38	27	21	18	28	45	15
М 16	17	16	45	32	24	21	33	55	17
М 18	20	18	50	35	27	25	38	62	20
М 20	22	20	55	38	30	25	38	62	22
М 22	24	22	60	40	33	28	42	70	24

1. Размер l_1 для глухих отверстий, размер l_2 для сквозных отверстий.
2. Допуск отверстия d_1 брать A_4 (по четвертому классу точности).

НОРМАЛЬНОЕ БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ



d	d_1	b_1	l	d_2	l_1	b_2 от до включ.	C_1 наим.	C_2 наим.	C_3 наим.	C_4 наим.
M 6	7	—	25	—	—	12 — 17	11	15	25	7
M 8	9	—	40	—	—	22 — 30	13	18	32	9
M 10	11	40	60	2	52	37 — 48	15	22	38	11
M 12	13	60	80	3	75	55 — 65	18	28	45	13
M 14	15	75	100	3	92	69 — 83	18	28	45	15
M 16	17	92	120	4	111	86 — 101	21	33	55	17
M 18	20	110	140	4	131	104 — 119	25	38	62	20
M 20	22	130	160	4	152	122 — 137	25	38	62	22

1. Допуск для отверстий брать A_4 (по четвертому классу точности).

Проведение в жизнь такой жесткой нормализации встречает первое время возражения и утверждения, что обойтись указанным количеством болтов нельзя. Но на эти возражения можно не обращать внимания, требуя от конструкторов постановки нормальных болтов. Несколько проб, несколько переделок конструкции — и всегда удастся поставить нормальный болт.

В этом отношении необходимо среди конструкторов поддерживать определенную дисциплину, и контролер, проверяя чертежи, должен указывать конструкторам на места, где возможна постановка нормальных деталей. Вообще же вопросы жесткости нормализации в технических бюро не встречают больших затруднений, так как конструктора очень быстро привыкают к нормам, научаются их применять и разбираются в том, что имеющиеся нормы очень сильно облегчают их работу, и трудности проектирования, которые имели место при введении норм, были кажущимися.

Пример ошибки, сделанной конструкторами при проектировании, дан на фиг. 82, где слева дан ряд креплений болтами у двигателя внутреннего сгорания Геркулес, справа даны те изменения, которые даны конструкторами при проработке чертежей для ремонта.

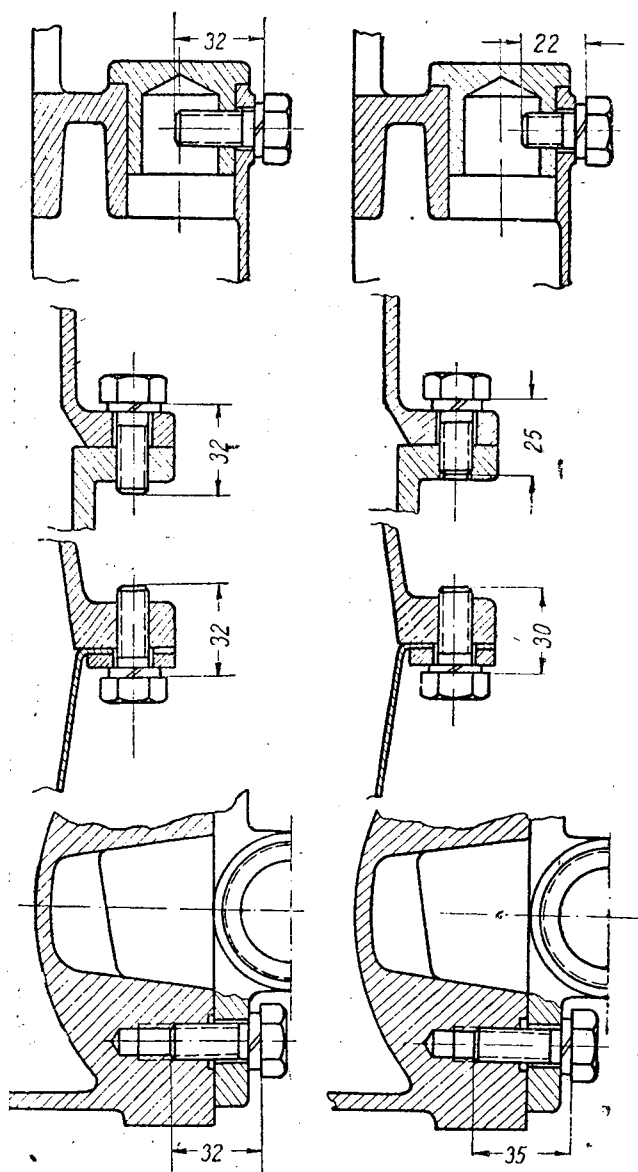
Строго говоря, постановка в каждом случае отдельного болта верна, но практически эта установка, конечно, не выдерживает никакой критики. С точки зрения веса выигрыш настолько незначителен, что говорить о нем не стоит; с точки зрения производства неоправданное введение трех лишних номенклатур недопустимо.

Попыток нормализаций различных деталей, механизмов и целых машин можно встретить очень много. Некоторые из подобных нормализаций живут на заводах очень долго, а иногда и переходят с одного завода на другой. Другие, напротив, умирают, не увидев применения, в виде неосуществленного проекта, или же применяются для нескольких машин отдельных размеров, удобных для потребителя и не представляющих собой целой серии.

Иначе говоря, есть удачные и неудачные нормализации, причем сказать заранее по проекту, какая нормализация окажется удачной, какая нет, очень трудно.

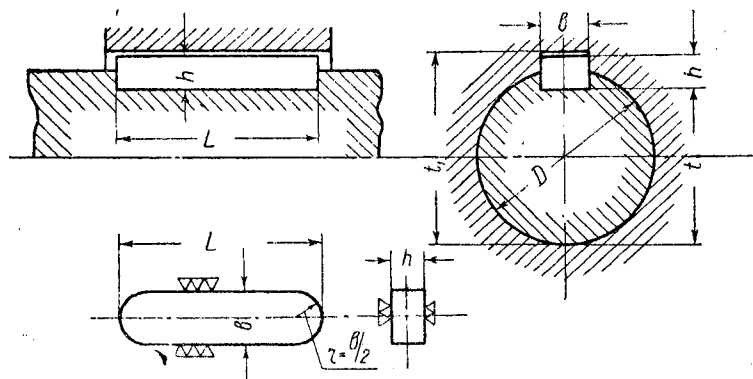
Очень часто нормализация разрешает к применению такое число деталей, что ее лучше называть спецификацией. В этом случае она теряет свое основное назначение — сокращение числа типов. Примером такой неудачной нормализации-спецификации может служить табл. 4 (шпонки). На ней указаны шпонки, уже один раз примененные при конструировании, которые рекомендуется чаще применять в целях возможного сокращения деталей на складе. Рядом с ней дана табл. 5 жесткой нормализации шпонок, в которой вместо 109 шт. шпонок табл. 4 нормализовано всего 11 размеров. Практика показывает, что их вполне достаточно для проектирования новых машин.

Отметим, что обе таблицы представляют собой выборки из ОСТ 296. Такая проработка не является обходом закона, каким является общесоюзный стандарт. Напротив, совершенно нерационально давать конструкторам полную свободу в выборе размеров, которая практически не нужна и приводит только к ненужному разнообразию в размерах. Из всякого ОСТ, выработанного для всей промышленности Союза,



Фиг. 82. Изменение длины шурупов двигателя Геркулес.

ШПОНКИ ПРИЗМАТИЧЕСКИЕ



D вала	b	h	L																					
от 7 до 10	3	3	10	12	15	18	20	25	30															
» 11 » 14	4	4	10	12	15	18	20	25	30															
» 15 » 18	5	5	10	12	15	18	20	25	30	35	40													
» 19 » 24	6	5			15	18	20	25	30	35	40	45	50	55										
» 25 » 30	8	6					20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70							
» 32 » 36	10	7						25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85				
» 37 » 42	12	8							30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90			
» 44 » 48	14	9								35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	100		
» 50 » 55	15	10									40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	100	110	
» 56 » 62	16	10										45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	100	110	120

Точка над цифрой указывает на наиболее ходовые размеры.

НОРМАЛЬНОЕ ШПОНОЧНОЕ СОЕДИНЕНИЕ

<i>D</i> вала	<i>b</i>	<i>h</i>	<i>L</i>	<i>t</i>	<i>t</i> ₁
от 7 до 10	3	3	12	<i>D</i> — 2	<i>D</i> + 1,2
» 11 » 14	4	4	15	<i>D</i> — 2,5	<i>D</i> + 1,7
» 15 » 18	5	5	20	<i>D</i> — 3	<i>D</i> + 2,2
» 19 » 24	6	5	25	<i>D</i> — 3	<i>D</i> + 2,2
» 25 » 30	8	6	30	<i>D</i> — 3,5	<i>D</i> + 2,7
» 32 » 36	10	7	40	<i>D</i> — 4	<i>D</i> + 3,3
» 37 » 42	12	8	50	<i>D</i> — 4,5	<i>D</i> + 3,8
» 44 » 48	14	9	60	<i>D</i> — 5	<i>D</i> + 4,3
» 50 » 55	16	10	70	<i>D</i> — 5	<i>D</i> + 5,3
» 58 » 65	18	11	80	<i>D</i> — 5,5	<i>D</i> + 5,8
» 68 » 78	20	12	90	<i>D</i> — 6	<i>D</i> + 6,3

должны быть сделаны выборки на заводе применительно к местным условиям и требованиям производства. Из всей массы размеров, даваемых ОСТ, нужно выбрать только несколько необходимых размеров и жестко их узаконить. Конечно, отступлений от размеров ОСТ не должно быть и все нормализованные заводом детали ни в коем случае не должны противоречить ОСТ.

Для получения удачной нормали узла или агрегата необходимо правильно выбрать величину, характеризующую нормализуемый узел или агрегат.

Иначе говоря, прежде чем нормализовать машину, надо выбрать аргумент — основной размер, от которого будут зависеть все остальные размеры-функции.

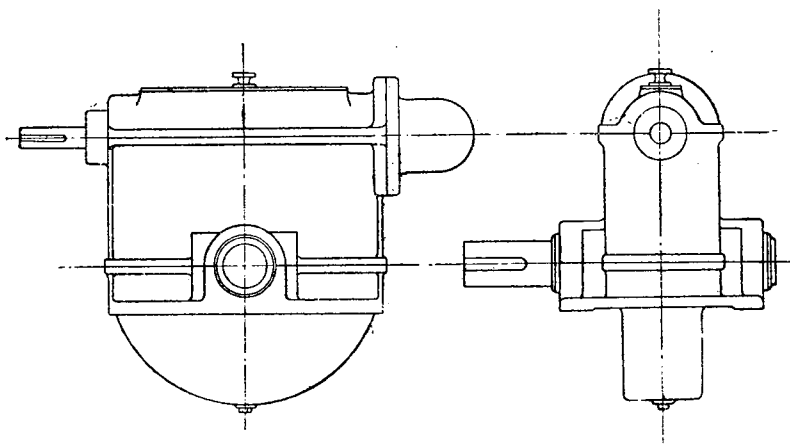
Приведем несколько примеров нормализаций червячных редукторов, на которых постараемся выяснить влияние выбора аргумента.

На стр. 85 дана табл. 6 червячных редукторов неизвестной фирмы. В этой таблице основным аргументом выбрана мощность, которую может передать редуктор при 750 об/мин. В пределах от 3 до 45 л. с. имеется шесть редукторов, причем первый редуктор имеет 3 передачи, остальные — по одной, а всего 8 передач. Изменяя число ходов червяка и применяя одно, двух- и трехходовые червяки, можно получить 24 передачи.

Очевидно, что установка на мощность здесь неверна, так как при моторе с иным числом оборотов мы получим иную (большую или меньшую) мощность. Затем мощность при непрерывной работе значительно меньше той, которую может передать редуктор при повторно-кратковременном режиме работы. Таким образом мощность, передаваемая коробкой, не есть величина постоянная, характерная для червячного редуктора, и ориентироваться по ней будет неверно.

Кроме того, при применении этой серии на каждую мощность имеется по одной передаче (число ходов обычно выбирается из конструктивных соображений и необходимого передаточного числа), и конструктор поставлен в очень жесткие условия при выборе редуктора.

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

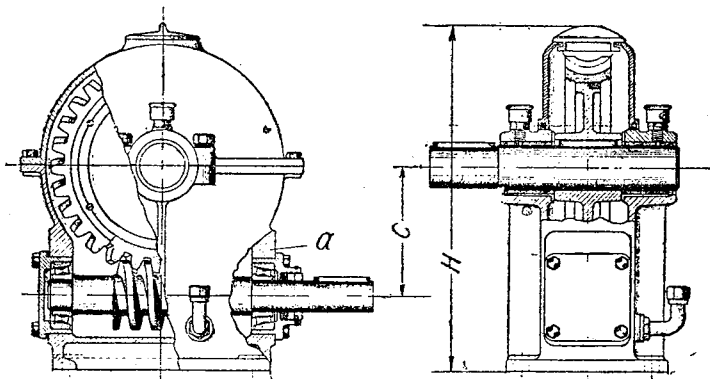


Переда- ваемая мощность <i>л. с.</i>	Число оборотов в минуту <i>n</i>	Давление на зубец <i>кг</i>	Шаг в дюймах <i>t</i>	Начальн. диаметр червяка <i>мм</i>	Начальн. диаметр колеса <i>мм</i>	Число зубьев на колесе <i>z</i>
3	750	350	$\frac{5}{8}''$	47,4	252,6	50
			$\frac{3}{4}''$	57,4	242,6	40
			$1''$	57,3	242,7	30
7,5	»	550	$1\frac{1}{4}''$	67	303	30
12 — 15	»	800	$1\frac{1}{2}''$	76	364	»
20 — 25	»	1200	$1\frac{3}{4}''$	85,5	424,5	»
27,5 — 30	»	1500	$2''$	95	485	»
35 — 45	»	1800	$2\frac{1}{4}''$	104	546	»

В табл. 7 дана другая нормализация червячных редукторов завода «Prometheus», в которой за основной аргумент взят размер коробки. Характеризующим редуктор размером является, повидимому, его общая высота, но во всяком случае не расстояние между центрами *С*, которое может изменяться в небольших пределах. Эта возможность достигается небольшим утолщением отливки *а*, допускающим смещение расточки под червяк.

Как известно, размер расстояния между центрами есть сумма радиусов начальных окружностей червяка и червячного колеса. Радиус червяка равен радиусу червячной фрезы—инструмента, стоящего относительно дорого. Часто приходится проектировать червячные передачи под имеющиеся фрезы, т. е. радиус червяка есть жесткий размер, изменение которого часто невозможно. Радиус червячной шестерни равен модулю, помноженному на число зубьев. При выбранном модуле он может изменяться, но не иначе как скачками,

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ «PROMETHEUS»



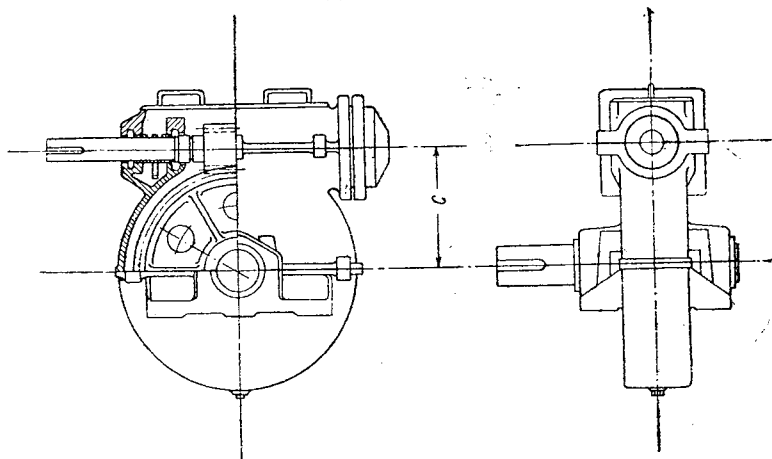
Тип	Расстояние между центрами <i>C</i>	Высота <i>H</i>
0	От 60 до 90	245
I	» 90 » 120	320
II	» 120 » 150	380
III	» 150 » 190	483
IV	» 190 » 240	615
V	» 240 » 290	740
VI	» 290 » 350	850

с шагом, равным модулю зацепления. Таким образом общее расстояние между центрами есть величина, диктуемая размерами зацепления, следовательно, картер передачи должен быть расточен согласно необходимым размерам.

Если посмотреть в графу *C* табл. 7, то можно заметить, что размер *C* в пределах от 60 до 350 мм может быть выбран любым. Редукторы спроектированы так, что пределы изменения расстояния между центрами одного редуктора совпадают с пределами соседних по величине редукторов, что дает полную свободу выбора расстояния между центрами.

Такая нормализация дает только сокращение числа типов отливок картеров; вопрос о нормализации зацеплений и фрез приходится считать нерешенным, как и вопрос взаимозаменяемости чугунных картеров. Каждый редуктор приходится обрабатывать по-своему и собирать как отдельный, особый агрегат. Но по сравнению с приведенной в табл. 6 нормализацией редукторов здесь все-таки сделан шаг вперед: аргументом уже является реальная величина — размер чугунного редуктора, а не переменная величина-мощность редуктора при каком-либо числе оборотов.

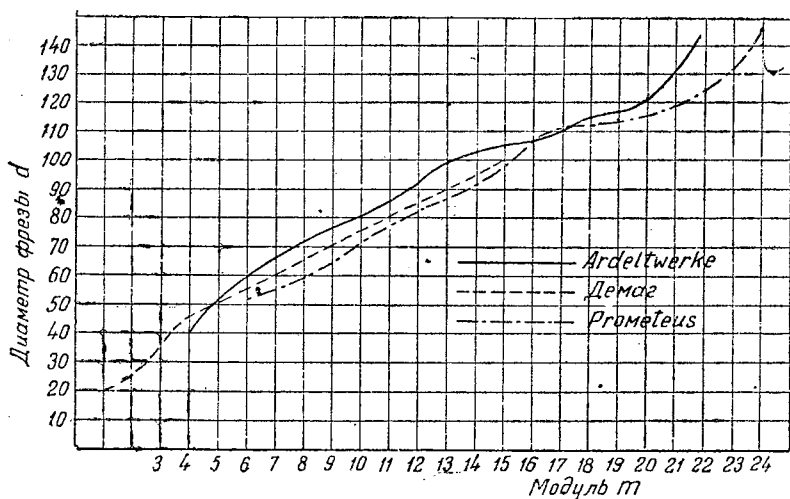
ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ ШТУКЕНГОЛЬЦ-ДЕМАГ



Расстояние между центрами C	Шаг зацепления m	Число зубьев z	Диаметр червяка d	Диаметр шестерни D
134	6 π	36	52	216
	8 π	26	60	208
158	6 π	44	52	264
	8 π	32	60	256
	10 π	24	76	240
198	8 π	42	60	336
	10 π	32	76	320
	12 π	26	84	312
228	10 π	38	76	380
	12 π	31	84	372
	14 π	26	92	364
270	12 π	38	84	456
	14 π	32	92	448
	16 π	27	108	432
326	14 π	40	92	560
	16 π	34	108	544
	18 π	30	112	540
398	16 π	48	108	688
	18 π	38	112	684
	20 π	34	116	680
458	20 π	40	116	800
	22 π	36	124	792
	24 π	32	148	768

Перейдем теперь к третьей нормализации червячных редукторов (табл. 8). Это — нормализация завода Штукенгольц (Германия) до того времени, как он вошел в концерн Демага. Она сильно устарела как по конструкции картеров, так и по типу зацепления, но представляет исключительный интерес как пример прекрасно решенной нормализационной задачи.

Постоянство всех размеров картера может иметь место только в том случае, когда расстояние между осями постоянно. С другой стороны, на каждый модуль передачи должно быть не более одной фрезы, следовательно, диаметр фрезы есть величина определенная, изменений не допускающая. Диаметры шестеренчатых колес, как сказано выше, изменяются степенями и кратны модулю зуба.



Фиг. 83. Диаметры червяков.

Задача, значит, состоит в том, чтобы подобрать диаметры фрез и расстояние между осями так, чтобы существовало равенство

$$\frac{mz}{2} + \frac{d}{2} = C$$

для возможно большего числа случаев.

Аналитически эта задача решений не дает, так как в результате получается система неопределенных уравнений со многими неизвестными, которая может быть решена только после того, как части неизвестных будут даны определенные значения. Таким образом она может иметь только вспомогательное значение, не решая полностью вопроса.

В данном случае приходится идти подбором, не прибегая к математическому анализу. Попробуем провести подобную работу для приведенных ниже редукторов завода «Ardeltwerke».

Зададимся рядом диаметров червяков. Диаметр червяка является конструктивным размером. Он должен быть выбран как можно мень-

шим, но вместе с тем не следует ослаблять сечение вала червяка. Практически колебания в диаметрах червяков незначительны, что видно из фиг. 83. Составив такой график, можно, даже не вычерчивая червяков в натуру, задаться без ошибки диаметрами червяков. Предположим, что мы выбрали следующие размеры:

Шаг зуба 6π 8π 10π 12π 14π 16π 18π 20π 22π 24π
Диаметр начальной окружности червяка . . 60 72 80 92 104 108 114 120 144 164

Попробуем теперь подобрать необходимые расстояния между центрами. Для этого составим таблицу возможных расстояний между центрами, при различных модулях и числах зубьев по формуле:

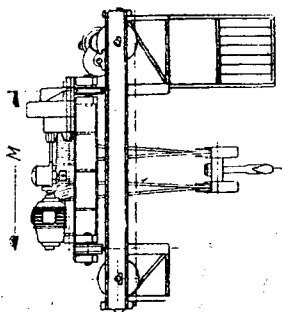
$$C = \frac{d}{2} + \frac{mz}{2}.$$

Таблица 9

ВОЗМОЖНЫЕ РАССТОЯНИЯ МЕЖДУ ЦЕНТРАМИ

Модуль	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
171	176	170	214	213	262	318	370	468	478	
174	180	175	220	220	270	327	380	479	490	
177	184	180	226	227	278	336	390	490	502	
180	188	185	282	234	286	345	400	501		
183	192	190	238	241	294	354	410	512		
	196	195	244	248	302	363	420	523		
	200	200	250	255	310	372	430	534		
	204	205	256	262	318	381	440			
	208	210	262	269	326	390	450			
	212	215	268	276	334	399	460			
	216	220	274	283	342	408	470			
	220	225	280	290	350	417	480			
		230	286	297	358	426	490			
			292	304	366	435	500			
				311	374	444				
				318	382					
					390					

Рассматривая табл. 10, нетрудно выбрать ряд расстояний между центрами. Для получения хорошего результата придется сделать несколько проб подбора диаметров и уже после этого остановиться на окончательном выборе центров, сравнивая полученные результаты.



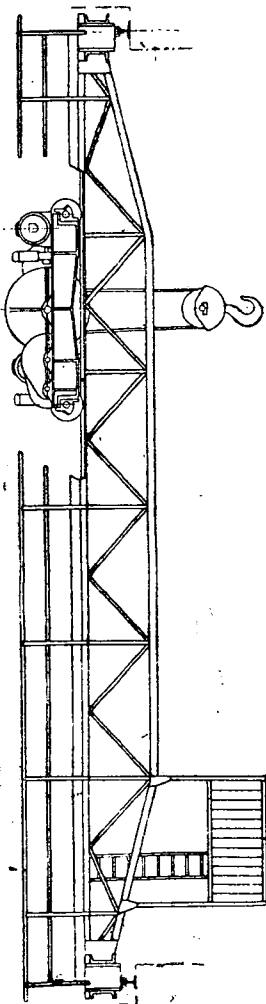
В табл. 10 приведены числа зубьев червячных передач, соответствующие расстояниям между центрами, отмеченными на табл. 9. Эта таблица взята из нормалей завода «Ardeltwerke» и относится уже к послевоенному времени.

Таблица 10

**РЯД ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ
«ARDELTWERKE»**

Шаг зацепле- ния m мм	Диаметр начальной окружности червяка (фрезы) d мм	Число зубьев на шестерне z	Расстояние между центрами C мм
6 π	60	50	180
8 π	72	36	
10 π	80	28	
8 π	72	46	220
10 π	80	36	
12 π	92	29	
14 π	104	24	
12 π	92	36	262
14 π	104	30	
16 π	108	26	
14 π	104	38	318
16 π	108	33	
18 π	114	29	
16 π	108	42	390
18 π	114	37	
20 π	120	33	
20 π	120	43	490
22 π	144	38	
24 π	164	34	

Фиг. 84. Кран мостовой.



Таким образом мы видим, что правильное решение нормализационной задачи на заводе Штукенгольц нашло себе последователей через десятки лет. Первое решение не только действительно до последнего времени на заводах Демаг, но и распространилось на другие заводы (в Германии на заводе Тиглер, до того как он вошел в концерн Демага, у нас на

старом Краматорском заводе и Московском заводе подъемных сооружений).

Приведенные выше примеры нормализации не имеют непосредственного отношения к взаимозаменяемости: они приведены для того, чтобы выявить те трудности, которые встают при нормализации, на примерах, хотя и ярких, но не совсем соответствующих теме. Для взаимозаменяемости червячных коробок важно иметь неодинаковые диаметры червяков, а одинаковые основные расстояния центров, установочные и габаритные размеры картеров. Только при одинаковых размерах картеров можно получить взаимозаменяемость целых червячных редукторов.

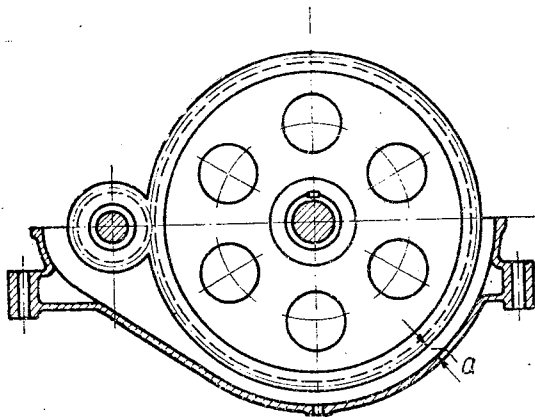
Взаимозаменяемость целых механизмов и целых машин имеет в некоторых случаях громадное эксплуатационное значение.

Остановимся еще на одном примере: это вопрос о выборе ширины крановой тележки *М* (фиг. 84), где существовал полный произвол. Каждый конструктор выбирал этот размер по своим соображениям, совершенно не пытаясь удовлетворить интересы заказчика. А интересы заказчиков настойчиво требуют взаимозаменяемости тележки, чтобы иметь возможность держать в запасе тележки и устанавливать их при поломках и ремонтах работающих тележек. Для этого необходима только стандартизация ширины колеи, высоты тележки и некоторых других размеров.

ГЛАВА VII

ЗАЗОРЫ, ТОЧНОСТЬ ФОРМЫ И ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ

Предположим, что мы имеем валики, исполненные по четвертому классу точности (например X_4), входящие во втулки, диаметр которых сделан по пробке A_4 . Очевидно, эти валики и втулки будут взаимозаменяемы, так как любой валик войдет в любую втулку. В этом случае большой зазор гарантирует взаимозаменяемость.



Фиг. 85. Зазор между шестерней и картером редуктора;

Вообще надо сказать, что при проектировании машин со взаимозаменяемыми деталями на зазоры необходимо обращать особое внимание. Чем больше зазоры в машине, тем скорее можно добиться взаимозаменяемости деталей. Этот вывод кажется парадоксальным, но если разобраться глубже, это так и есть. Во всякой машине мы имеем два случая сопряжения деталей:

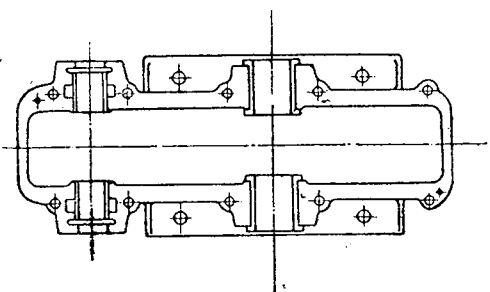
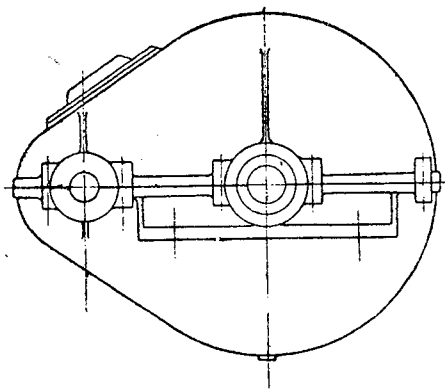
- 1) непосредственное прилегание одной детали к другой;
- 2) приближение одной детали к другой.

В первом случае выбор величины зазора или натяга должен быть строго согласован с конструктивными требованиями; во втором случае чем больше зазор, тем лучше. Возьмем, например, шестеренчатый редуктор (фиг. 85). Для хорошей работы этого редуктора зазор между шестерней и дном картера $a = 1 - 2$ мм вполне достаточен. Но проектировать его таким малым, очевидно, нельзя, так как погрешности при отливках настолько велики, что вероятность того, что шестерня сядет на место при таком теоретическом зазоре ничтожна.

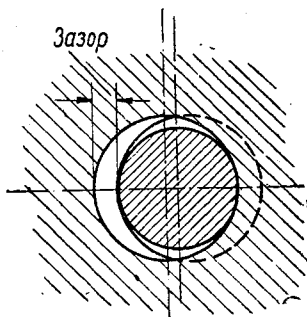
В этом случае необходимый зазор должен быть не менее 10 мм, а при плохой литейной — и все 15—20 мм. При увеличении зазора увеличиваются на несколько сантиметров габарит и немного увеличивается вес. Это лучше, чем иметь большой брак из-за неточности отливки, что будет гораздо дороже.

Во всех случаях, когда точность исполнения деталей невелика (литейные, кузнечные, сварные и прочие работы), необходимо давать большие зазоры, измеряемые десятками миллиметров, в особенности в тех случаях, когда приближаются две необработанные детали. Только при больших зазорах мы можем надеяться добиться взаимозаменяемости при сборке.

Перейдем теперь к сопрягающимся деталям. Здесь опять надо различать два случая: 1) случай, когда необходимо иметь хорошие условия для сборки, и 2) когда необходимо выдержать характер посадки.



Фиг. 86. Чугунный картер:



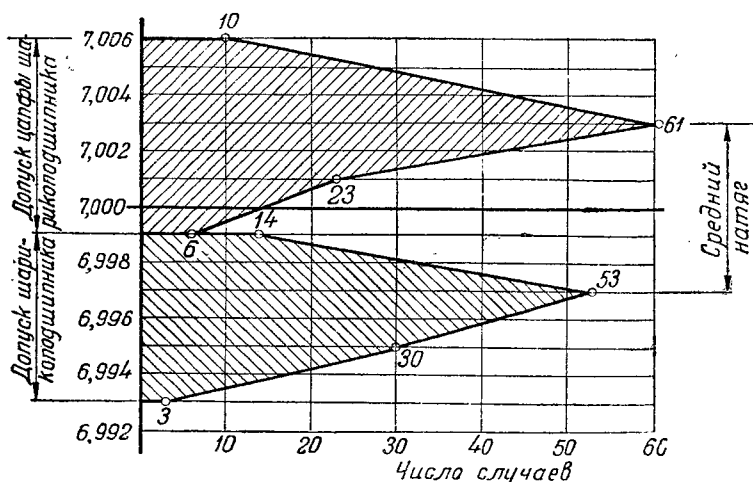
Фиг. 87. Зазор в отверстии.

Разберем сборку на болты двух половинок чугунного картера (фиг. 86). В прежнее время старались все болты плотно, как говорили, «припасовывать» к отверстиям и забивали их молотком.

В этом случае зазора между болтом и стенками отверстия не было. Половинки картера сверлились и развертывались вместе. В настоящее время ставятся два конических штифта, а болты входят в отверстия с большими или меньшими зазорами. Если взять зазор (фиг. 87) между болтом и стенкой отверстия около $\frac{1}{2}$ мм, то получим возможность сверлить половинки картера отдельно, но обязательно по кондуктору. Увеличив зазор до 1—2 мм, получим возможность сверлить прямо по разметке, причем возможность постановки болтов без распиловки отверстий при сборке не будет потеряна. Отверстия для штифтов, конечно, сверлятся и развертываются в обеих половинках одновременно.

Таким образом вместо плотной посадки болтов, взяв зазор в миллиметр и более, получаем сильное упрощение в работе изготовления картера, не ухудшая качества машины. Кроме того, сборка и разборка сильно облегчены, так как болты можно вставлять и вынимать рукой без всяких усилий, тогда как прежде приходилось их выбивать молотком при помощи медного стержня.

Перейдем теперь к случаю, когда надо выдержать характер подвижной или неподвижной посадки, будь то для элемента вал-отверстие, двух плоскостей или какой-либо другой формы.



Фиг. 88. Действительные размеры валов и отверстий.

Остановимся для примера на элементе вал-отверстие, как на более изученном. Промерив партию изделий, исполненных по какому-либо допуску на вал и отверстие, мы увидим, что истинные размеры изделия находятся в пределах допуска (за исключением, конечно, брака), но они далеко не совпадают между собой. Часть из них приближается к верхнему пределу, часть — к нижнему, большая же часть находится в средней части. Фиг. 88¹ дает типичное распределение размеров по допускам для шарикоподшипников и их валов. Рассматривая ее, мы можем сделать следующий вывод. Большинство шарикоподшипников сядет на цапфы с требующимся характером посадки — под натягом в 6 μ (характер глухой посадки). Но могут быть случаи, когда подшипник сядет с натягом 12 μ (характер прессовой посадки), а также случаи, когда подшипник сядет на цапфу под ударами молотка (напряженная посадка).

Таким образом, несмотря на большую точность исполнения, в данном случае мы не получим полной взаимозаменяемости.

Увеличивая точность обработки, сужая пределы допуска, можно добиться большего числа случаев, при которых будет выдержан за-

¹ См. сборник «Контроль качества продукции» и статью О. Кинцле, «Контроль размеров», стр. 48, изд. «Техника управления», Органеталл, 1931 г.

данный характер посадки, — как говорят: характер посадки будет выражен резче.

Есть другой более дешевый и более эффективный путь, дающий возможность достижения посадки частично за счет взаимозаменяемости. Это метод сборки деталей подбором (Selective assembly), как говорят американцы. При работе по этому методу все детали разбиваются в пределах допуска на группы, в зависимости от их размера. Больший вал спаривается с большим отверстием, меньший с меньшим.

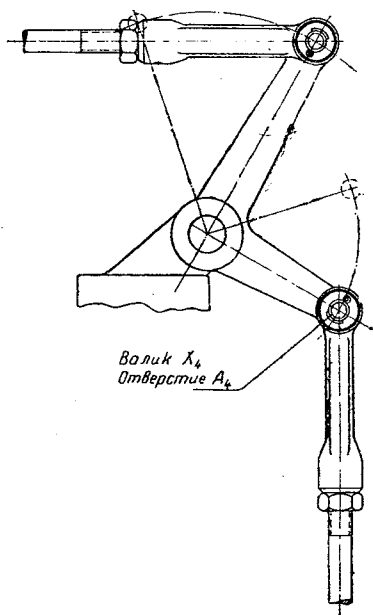
Чтобы оценить влияние этого метода на качество, следует напомнить, что допуски первого класса, трудно достижимые на заводах, только в $1\frac{1}{2}$ раза уже допусков второго класса. Разбив же все детали на 5—7 групп, можно фактически сузить допуски в 5—7 раз и в результате получить очень резко выраженный характер посадки.

Таким образом мы видим, что качество требует точности обработки. Раз есть требование выдержать какой-либо характер посадки, то единственный способ — это довести точность обработки до такого уровня, при котором посадка чувствуется. Минимальной точностью, удовлетворяющей этим условиям, в большинстве случаев является точность второго класса. Детали, исполненные по калибрам второго класса, дают достаточно ярко выраженный характер посадки. Первый класс дает более ярко выраженный характер посадок, третий неподвижных посадок не дает.

Следовательно, всякий современный машиностроительный завод должен в совершенстве уметь изготавливать детали средних размеров по калибрам второго класса. Наиболее высококачественные заводы работают по первому классу. В частности, проект из американского стандарта 1928 г. (проект ASME см. ниже) предусматривает некоторые посадки, соответствующие нашему первому классу.

Естественно, может встать вопрос: нужно ли идти в сторону первого класса, если второй класс в большинстве случаев гарантирует необходимый характер посадки? На этот вопрос может быть только положительный ответ. Точность работы — это качество машины, и следует переходить не только на второй класс, но и на сборку подбором деталей, если этого требует качество машины.

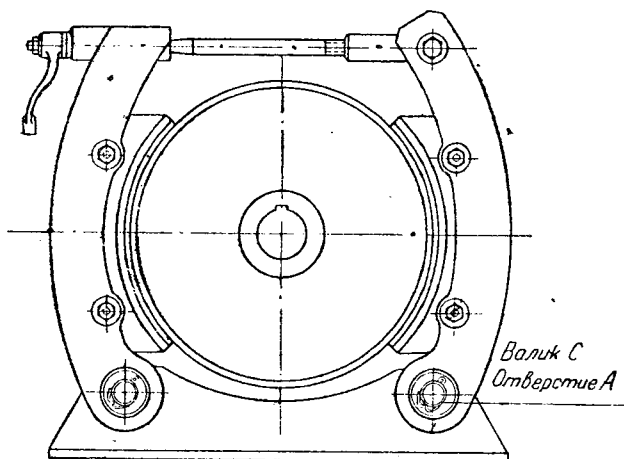
Не надо забывать, что машина поступает в ремонт тогда, когда потеряется характер посадки и всякий капитальный ремонт состоит в восстановлении характера посадок между деталями. Таким образом, выпуская машину, исполненную с большими зазорами, мы выпускаем машину, близкую к капитальному ремонту, следовательно, надо



Фиг. 89. Тяга тормоза.

всеми силами стараться повышать точность обработки. Но опять-таки там, где можно, не надо бояться зазоров. Если в данном соединении характер посадки не нужен, то следует идти на увеличение зазора — переходить на более грубые классы.

Возьмем для примера два гладких валика: один — у тяги, ведущей к рычагу управления тормоза (фиг. 89), другой — у тормозной колодки (фиг. 90). В первом случае величина зазора не важна, так как при ходе тяги в несколько сантиметров зазор в сотые и десятые доли миллиметра не имеет никакого значения. Валики в этом случае можно делать по третьему и даже четвертому классам точности. Другое дело валик у тормозного рычага. Дело в том, что отход колодки от тормозного шкива обычно колеблется в пределах 0,5—0,7 мм,



Фиг. 90. Тормоз;

в автостроении делают еще меньше. При таких небольших отходах колодок терять десятые доли миллиметра на болтание валиков в отверстиях совершенно недопустимо. Валики приходится делать не грубее, чем по второму классу. Ниже мы увидим, что это требует дополнительной операции шлифовки, но идти на это приходится, так как иначе колодки будут постоянно тереться о шкив. В первом же случае валики можно делать прямо на токарном, револьверном станке или на автомате.

Зазоры в случае, приведенном на фиг. 89, погасят возможные перекосы отверстий в вилке. Это, во-первых, даст возможность удешевить изготовление вилок и рычагов, во-вторых, явится лишней гарантией взаимозаменяемости.

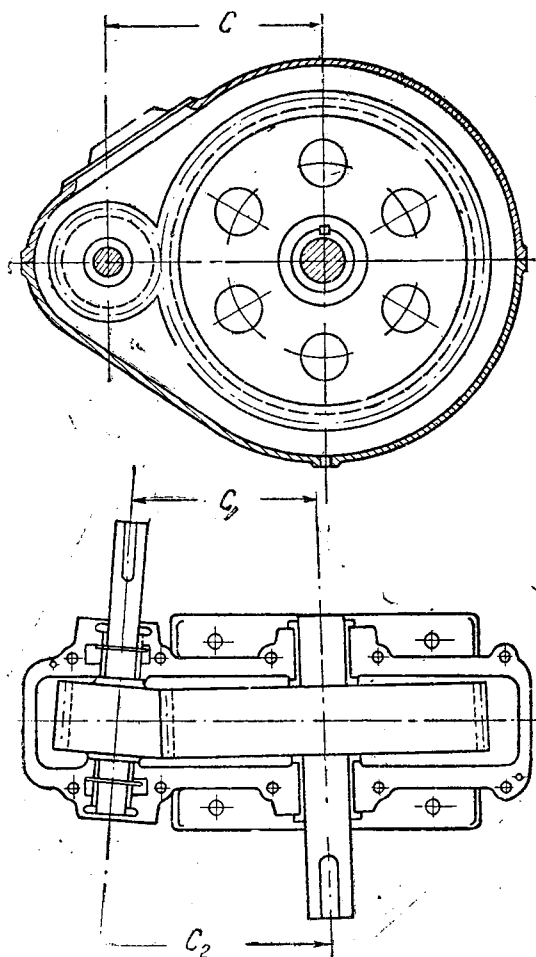
Вообще необходимо отметить, что различные перекосы и неровности (ошибки формы) являются гораздо большими врагами, чем ошибки в исполнении абсолютных размеров — диаметров и длин.

Возьмем пример редуктора с парой шестерен. Предположим, что цапфы и вкладыши подшипников расточены идеально под калибры второго класса, но при расточке картера оси вкладышей перекосились и оказались непараллельными и сближенными (фиг. 91). При

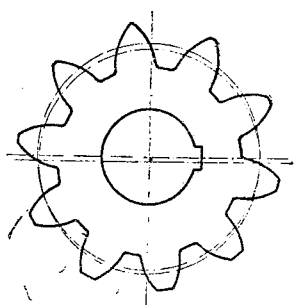
фрезеровке шестерен начальная окружность сместилась и оказалась эксцентричной по отношению оси расточки на несколько десятых миллиметра (бой профиля зуба; фиг. 92). Такой редуктор нельзя будет собрать. Если даже его и удастся собрать (если шестерни сядут на свои места), то все равно он будет работать с сильным шумом до тех пор, пока шестерни не приработаются. Улучшить работу редуктора можно только при помощи наждака, при этом будет, конечно, совершенно потеряна взаимозаменяемость.

Возьмем другой случай. Пусть картер расточен хорошо, шестерни исполнены также без боя, но отверстия во вкладышах выточены меньшего размера, чем это нужно, и валы не сядутся. В этом случае нужно только прошабрить вкладыши, посадить валы, и мы получим прекрасно, бесшумно работающий редуктор, без всякой приработки наждаком.

Точность формы, о которой мало говорят и мало пишут, вообще требует гораздо больше внимания



Фиг. 91. Перекос осей в редукторе.



Фиг. 92. Бьющая шестерня.

цеховых работников, чем точность размеров. Размер — линейная величина, поэтому измерение его всегда наглядно и просто. Допуски на размеры проработаны, они указаны часто на чертежах и почти не требуют внимания цеховой администрации, являясь областью браковщиков и младших контролеров.

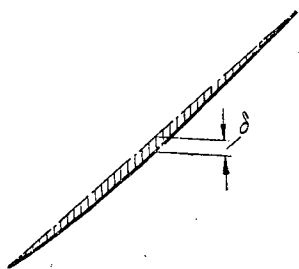
Другое дело точность формы, относящаяся к трем измерениям. Она требует знаний, внимания и подчас находчивости. Не следует

забывать, что ошибки в форме достигают только сотых и десятых долей миллиметра, совершенно невидимых невооруженным глазом. Между тем эти ошибки настолько вредны, что подчас совершенно не допускают сборки деталей. В таких случаях бывает нужна большая сообразительность, чтобы найти истинную причину, препятствующую сборке, и устранить ее.

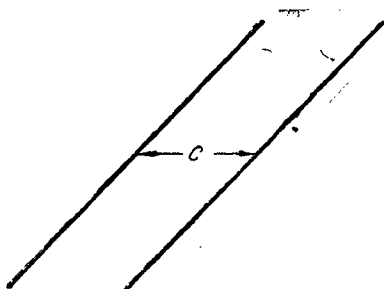
Рассмотрим возможные ошибки формы, прежде всего с геометрической точки зрения.

1. Оси

а) Одна ось может быть искривленной (фиг. 93). Очень редко встречающаяся на практике ошибка.



Фиг. 93. Искривленная ось.



Фиг. 94. Параллельные оси.

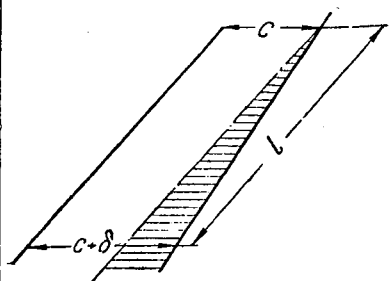
б) Параллельные оси (фиг. 94). Ошибки при исполнении параллельных осей могут быть следующие: непараллельность (фиг. 95), перекосы (фиг. 96) и ошибка в расстоянии (фиг. 97).

в) Перпендикулярные пересекающиеся оси (фиг. 98). Ошибки могут быть в неперпендикулярности осей (фиг. 99). Вращение одной из осей вокруг точки их пересечения в плоскости, перпендикулярной к оси, не нарушит перпендикулярности. Оси могут не пересекаться (фиг. 100).

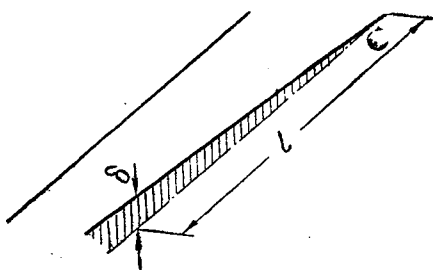
г) Перпендикулярные непересекающиеся оси (фиг. 101). В этом случае необходимо различать два рода ошибок: 1) поворот или смещение одной из осей в плоскости, перпендикулярной к другой оси, — перпендикулярности не нарушит (фиг. 102 и 103), изменится лишь расстояние между центрами; 2) поворот оси в плоскости не перпендикулярной другой оси (фиг. 104), который в корне нарушает перпендикулярность осей.

На осях, расположенных не под прямым углом одна к другой, не останавливаемся, так как это случай очень редкий в машиностроении.

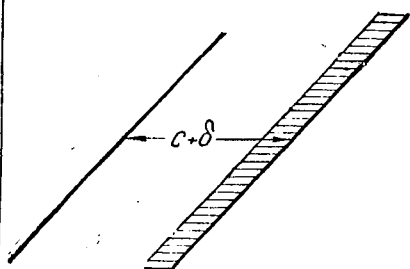
д) Последовательные оси (фиг. 105). Последовательные оси могут стать параллельными при смещении одной оси относительно другой (фиг. 106). Кроме того, оси могут пересекаться, как показано на фиг. 107.



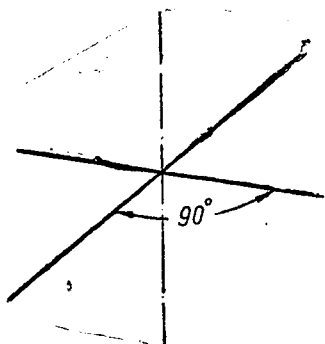
Фиг. 95. Непараллельность.



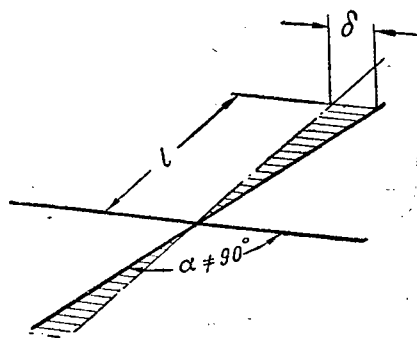
Фиг. 96. Перекосы.



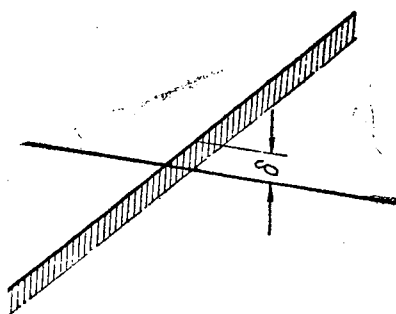
Фиг. 97. Ошибка в расстоянии.



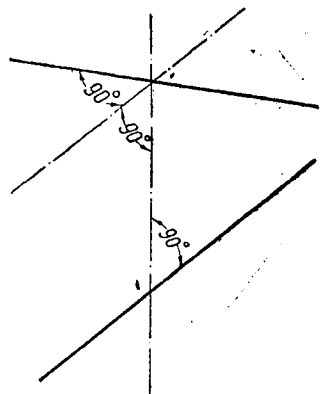
Фиг. 98. Перпендикулярные пересекающиеся оси.



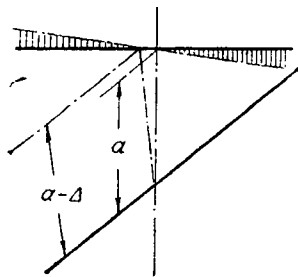
Фиг. 99. Неперпендикулярность.



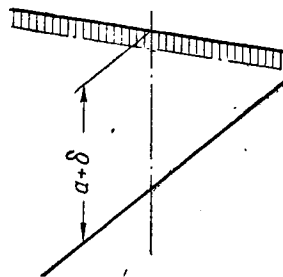
Фиг. 100. Смещение.



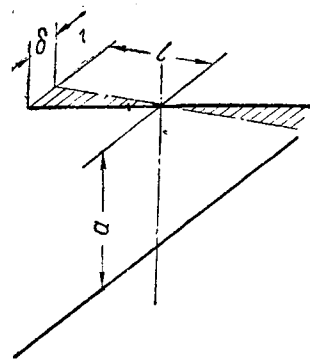
Фиг. 101. Перпендикулярные пересекающиеся оси.



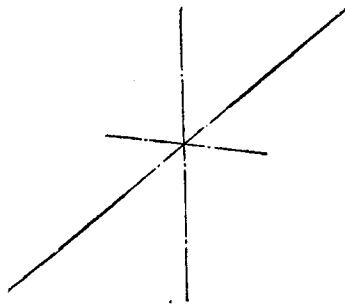
Фиг. 102. Поворот оси.



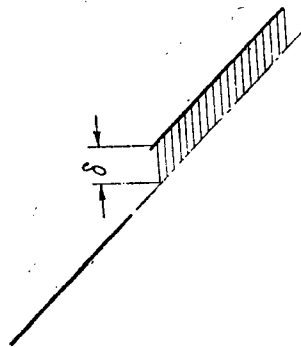
Фиг. 103. Смещение оси.



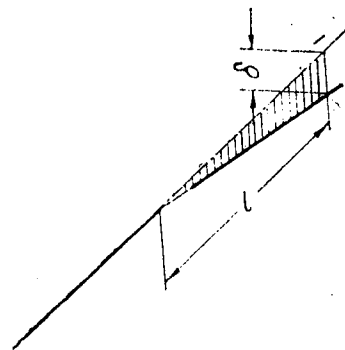
Фиг. 104. Неperпендикулярность.



Фиг. 105. Последовательные оси.



Фиг. 106. Смещение осей.



Фиг. 107. Пересечение осей.

Совершенно очевидно, что приведенные смещения осей могут быть и в комбинациях одна с другой, например: сдвинутые и перекошенные параллельные оси, несовпадающие и пересекающиеся последовательные оси и т. д.

2. Поверхности

а) Одна поверхность может быть неровной (фиг. 108). Две параллельных поверхности, кроме неровности каждой из них, могут отстоять друг от друга на неверном расстоянии (фиг. 109), быть непараллельны (фиг. 110).

б) Две перпендикулярные поверхности, кроме неровности каждой из них, могут быть смещены относительно теоретической линии пересечения (фиг. 111) и могут быть неперпендикулярны (фиг. 112).

3. Поверхности и оси

Сочетание поверхностей с осями имеет место почти в каждой детали, поэтому должны быть также рассмотрены ошибки в расположении осей, параллельных данной плоскости, т. е. непараллельность их (фиг. 113 и 114 — случай, когда ось должна лежать в плоскости, и фиг. 115 и 116 — для случая оси, находящейся на расстоянии от плоскости).

В случае оси, перпендикулярной к плоскости (фиг. 117), можно встретиться с ошибкой, изображенной на фиг. 118.

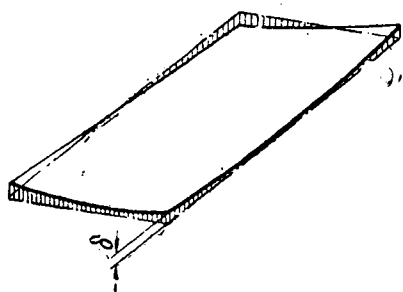
4. Цилиндрические поверхности

Цилиндрические поверхности рассматриваются с точки зрения точности их формы и расположения по отношению к их теоретической оси, но не по отношению одной поверхности к другой, так как этот вопрос относится к взаимному расположению осей отверстий и валов.

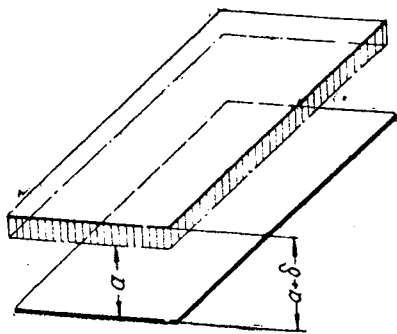
Шейки валов и отверстия могут быть овальными (фиг. 119) и коническими (фиг. 120). По отношению к оси они могут быть смещенными — эксцентричными (фиг. 121). Овальность, конусность и эксцентричность валов и отверстий — случай, встречающийся очень часто в практике. Особенно необходимо отметить овальность + эксцентричность, которая на практике называется биением и требует проверки почти для каждого вала.

На этом можно закончить рассмотрение ошибок формы, встречающихся при исполнении машиностроительных деталей. Как известно, кроме перечисленных, в машиностроении встречается очень много других специальных форм, например зубья шестерен, шлицы, конусы и пр. Возможные ошибки при исполнении некоторых из них будут рассмотрены в соответствующих главах.

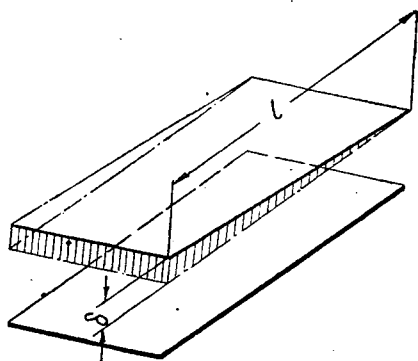
Мы знаем, что ни один станок при обработке деталей не дает абсолютно точных поверхностей. Указанные выше ошибки формы в большей или меньшей степени всегда имеют место, и с ними приходится считаться. С ними должен, во-первых, считаться конструктор при проектировании и учитывать их при подсчете допусков; во-вторых, с ними должны считаться цеховые работники при исполнении деталей.



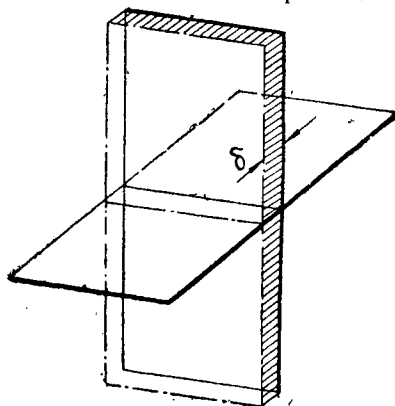
Фиг. 108. Неровная поверхность.



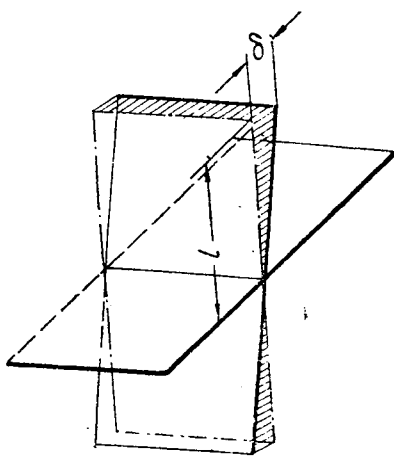
Фиг. 109. Смещение поверхностей.



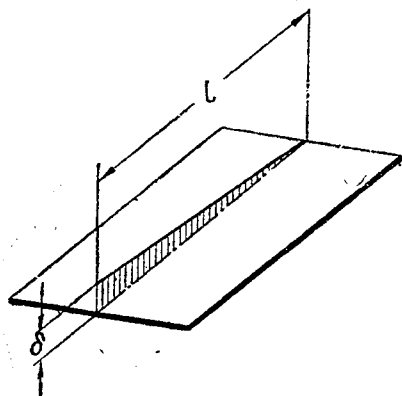
Фиг. 110. Непараллельность поверхностей.



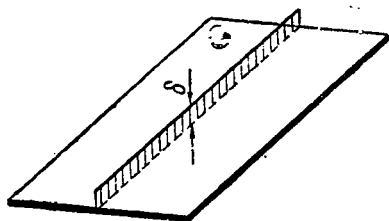
Фиг. 111. Смещение перпендикулярных поверхностей.



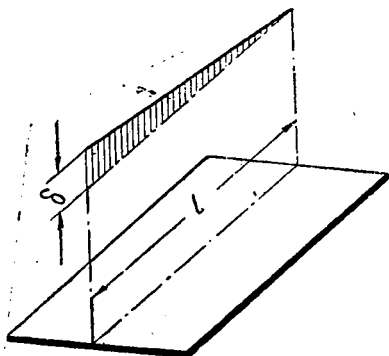
Фиг. 112. Неперпендикулярность перпендикулярных поверхностей.



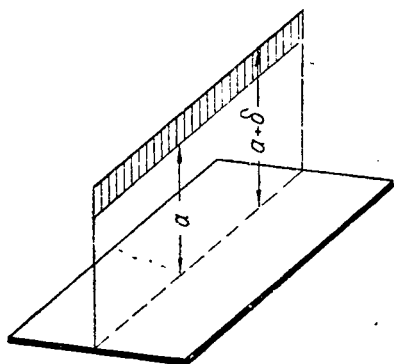
Фиг. 113. Поверхность и ось — не-параллельность.



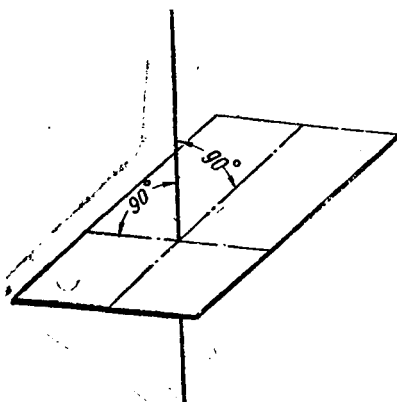
Фиг. 114. Поверхность и ось — не-совпадение.



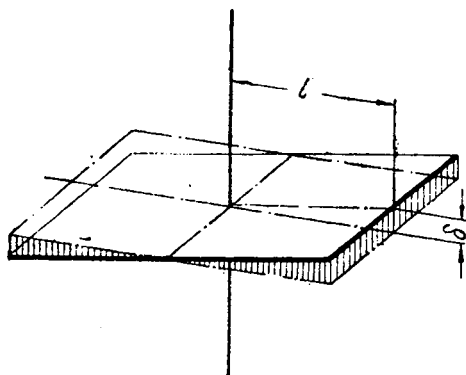
Фиг. 115. Поверхность и ось — не-параллельность.



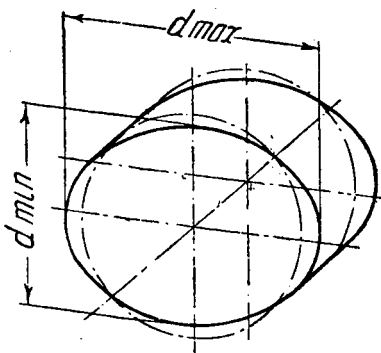
Фиг. 116. Поверхность и ось — ошиб-ка в расстоянии.



Фиг. 117. [Ось, перпендикулярная к поверхности]



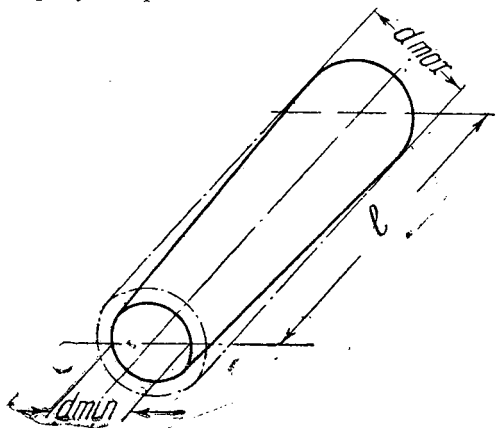
Фиг. 118. Поверхность и ось — непер-пендикулярность.



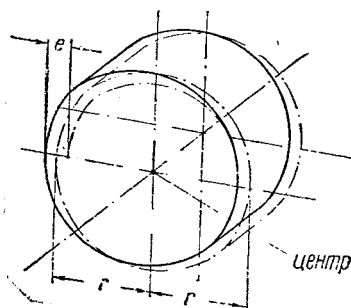
Фиг. 119. Овальность цилиндра.

Ошибки конструкторов при простановке допусков на точность формы и пропущенные ошибки цехов повлекут за собой необходимость ручной припиловки и шабровки — нарушат взаимозаменяемость.

Выше было сказано, что точность формы есть одна из основ взаимозаменяемости. Эта основа в настоящее время очень мало изучена и предусмотреть все ошибки часто бывает трудно. Все перечисленные



Фиг. 120. Конусность цилиндра;



Фиг. 121. Эксцентричность цилиндра.

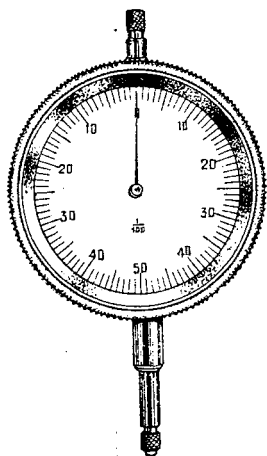
выше геометрические ошибки реальны, но не все одинаково влияют на работу деталей. Часто относительно большая ошибка совершенно не ухудшает ни условий сборки, ни качества работы.

Прекрасным примером может служить раздвигание центров шестерен, не влияющее на работу эвольвентного зацепления. В дальнейшем будут разобраны некоторые случаи, с которыми пришлось встретиться в заводской практике. Список их далеко не полон, так как почерпнуть опыт из литературы почти не удастся, но они уже могут служить основными примерами, на которых можно базироваться при разборе различных практических случаев.

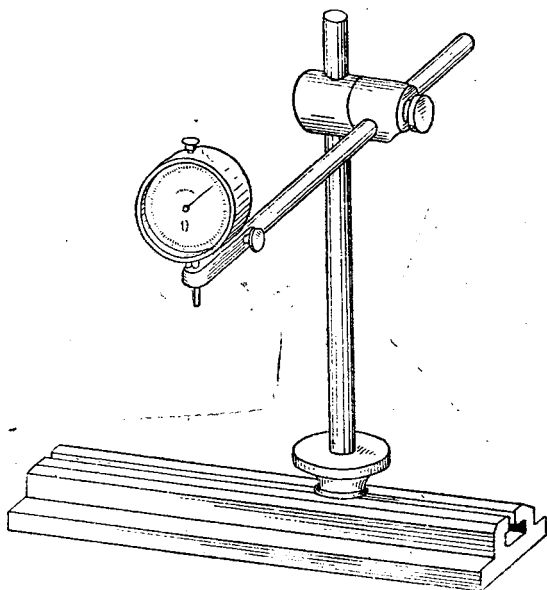
ГЛАВА VIII

РАБОТА ИНДИКАТОРОМ

Очень важным инструментом для цехового работника является индикатор, который дает возможность определить все ошибки, измеряемые в сотых долях миллиметра. На фиг. 122 дан обыкновенный



Фиг. 122. Индикатор.



Фиг. 123. Индикатор на подставке.

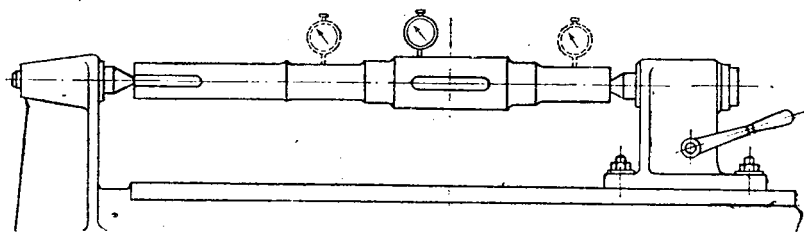
индикатор в виде часов с делениями в $0,01 \text{ мм}$. Этот индикатор обычно устанавливается на специальную подставку (фиг. 123). В таком виде он чрезвычайно удобен в цеховой работе, где имеет разнообразное применение.

Необходимо отметить, что далеко не на всех заводах индикатор является цеховым измерительным инструментом. На многих заводах еще до сих пор существует подгонка одной детали к другой и сборка с большим количеством припиловки. С другой стороны, на наиболее передовых заводах встает вопрос о выходе в цеха миниметра с делениями $0,001 \text{ мм}$.

При работе индикатором надо помнить, что индикатор дает всегда сумму всех ошибок, благодаря этому отсчеты его надо уметь читать и не отождествлять с геометрическими ошибками, приведенными выше

(см. гл. VII). Это ставит ряд трудностей при работе индикатором, и применение индикатора требует знаний и навыка.

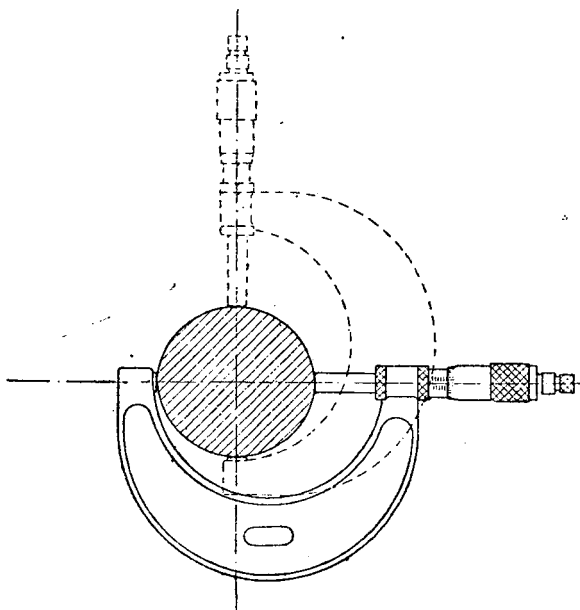
Разберем наиболее простой случай из ежедневной практики любого цеха — проверку наружной цилиндрической поверхности вала (фиг. 124).



Фиг. 124. Проверка вала на центрах.

Вал, во-первых, всегда имеет овальность, которая может выражаться в $0,01—0,02$ мм или еще менее, во-вторых, он может быть эксцентричен по отношению к центрам.

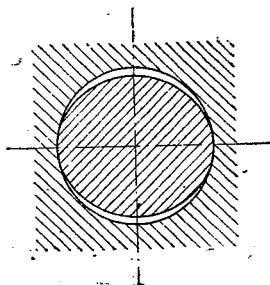
Вращая вал на центрах, мы читаем на индикаторе все отклонения поверхности от теоретического цилиндра, которые складываются из



Фиг. 125. Проверка овальности.

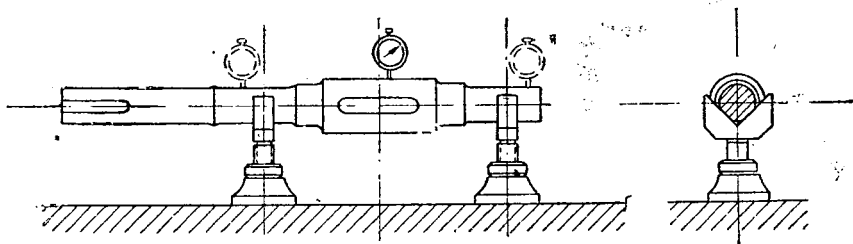
овальности (вернее неправильности формы) и эксцентричности и обычно называются «биением вала». Если есть необходимость, то можно биение разложить на его составляющие, промерив микрометром (или штангелем) овальность, как показано на фиг. 125. Вычтя овальность из биения, получим эксцентричность окружности.

Теоретически важно определить именно эксцентricность. Например, при изготовлении шестеренчатого редуктора надо добиваться возможно меньшей эксцентricности начальной окружности профиля зуба по отношению к оси подшипников. Эксцентricность вала складывается с эксцентricностью шестерни и дает шестерни, работающие с шумом. Практически удовлетворяются промером овальности цапфы и боя. Овальность имеет значение с точки зрения характера посадки. При абсолютно круглом отверстии и овальном вале (фиг. 126) при сборке будет чувствоваться характер посадки, соответствующий максимальному диаметру вала. При работе выпуклости на валу быстро сносятся, и характер посадки будет по меньшему диаметру вала. Следовательно, допускать большой овальности нельзя, практически ее надо держать в пределах $\frac{1}{3}$ допуска.



Фиг. 126. Круглое отверстие и овальность вала.

Если вал не эксцентrichен, а только имеет овальность, то величину этой овальности нетрудно будет прочесть по индикатору. В этом случае индикатор покажет два максимума и два минимума при повороте вала на 360° . Разность между максимумом и минимумом даст овальность. Обычно индикатор дает показания более сложные, указывающие на то, что вал не только овален, но и эксцентrichен. Это указание индикатора (биение вала) и является обычно цеховой измеряемой величиной, указываемой в настоящее время на чертежах.



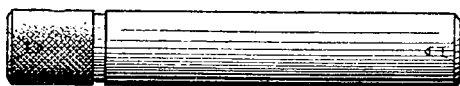
Фиг. 127. Проверка биения вала на домкратах.

При работе с индикатором нельзя забывать о базе, по отношению к которой дает отсчеты индикатор. Пусть надо добиться того, чтобы место посадки шестерни на вал почти не било при вращении вала.

Проверяем вал на центрах (фиг. 124), причем биение утолщенной части оказывается равным нулю, — при вращении вала стрелка индикатора не отклонилась. Но это не будет гарантией, что вал после установки на месте не будет бить. Утолщенная часть, проточенная на станке, может не бить, а шлифованные цапфы могут бить. При сборке вал будет центрироваться на цапфах, оси которых неконцентричны с линией центров и неконцентричны с осью утолщенной части вала. В результате утолщенная часть вала будет бить. Чтобы выявить биение утолщенной части вала, необходимо сначала проверить биение

цапф, являющихся сборочной базой вала по отношению к линии центров. Если они не бьют, надо проверить биение утолщенной части также по отношению к линии центров, т. е. перенести базу с цапф на ось вала, указанную центрами.

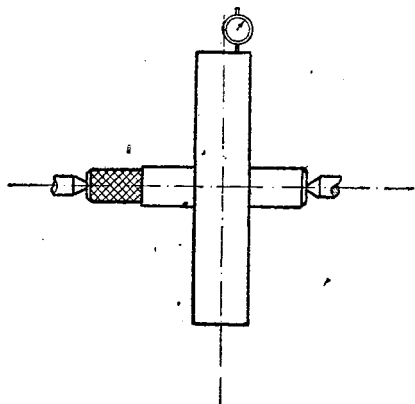
Можно идти другим путем при проверке вала на биение: установить его на домкраты, как показано на фиг. 127. Проверив предвари-



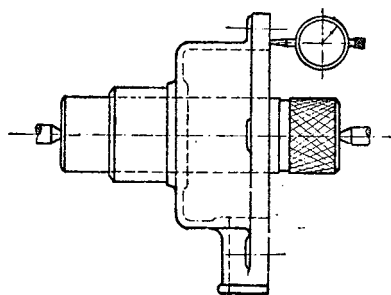
Фиг. 128. Скалка.

тельно уровень цапф тем же индикатором (проверку необходимо делать на контрольной плите), можно прямо проверять биение утолщенной части. В данном случае, перенося опоры вала прямо на цапфы, мы получаем непосредственно биение средней части по отношению к цапфам.¹ Если в этом случае стрелка индикатора не будет отклоняться, то биения вала после сборки не будет.

Часто приходится проверять изделия, имеющие отверстия посредине (шестерни, ролики, шкивы и т. д.). В этом случае установить их прямо на центры или на цапфы, как это делали с валами, не удастся. Приходится делать специальные цементированные скалки (фиг. 128) по скользящей посадке первого класса или слабо конические, на которые садить проверяемые детали, и уже после этого производить отсчеты при помощи индикатора (фиг. 129).



Фиг. 129. Проверка индикатором на скалках.

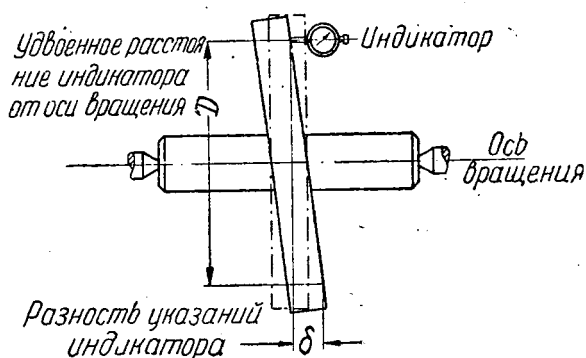


Фиг. 130. Картер, контроль перпендикулярности на скалке.

Эти скалки в виде комплекта необходимо иметь всегда в контрольном отделе, так как они оказывают незаменимые услуги при различных промерах. Комплекты их изготавливаются для мелких размеров через 0,1 мм, для более крупных — через 0,2 и 0,5 мм. Самые крупные скалки обычно делаются специально для каждого случая¹.

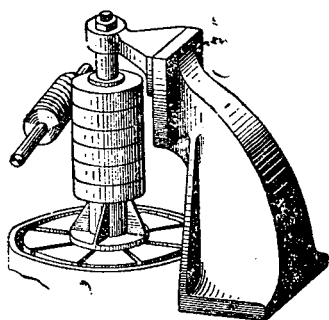
¹ Удобно пользоваться гладкими калибрами, как скалками, но для этого калибры должны иметь центры и делаться из одного куска металла, что не всегда имеет место.

Применение скалок совместно с индикатором дает возможность произвести очень много весьма необходимых промеров. Приведем несколько примеров.

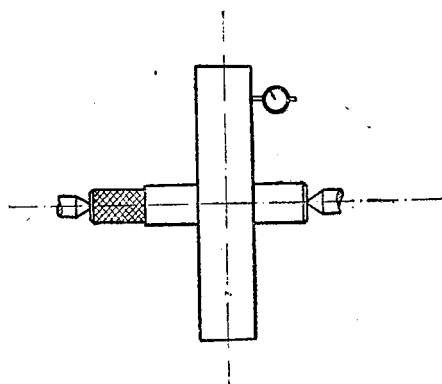


Фиг. 131. Геометрия неперпендикулярности.

Предположим, что нам необходимо проверить перпендикулярность отверстия к плоскости в картере конической передачи. Подобрал скалку, вставляем ее в отверстие картера и, вращая картер на скалке, определяем перпендикулярность (фиг. 130), но перпендикулярность — ошибка в угле, которая измеряется не указанием индикатора, а тангенсом угла отклонения плоскости от перпендикуляра.



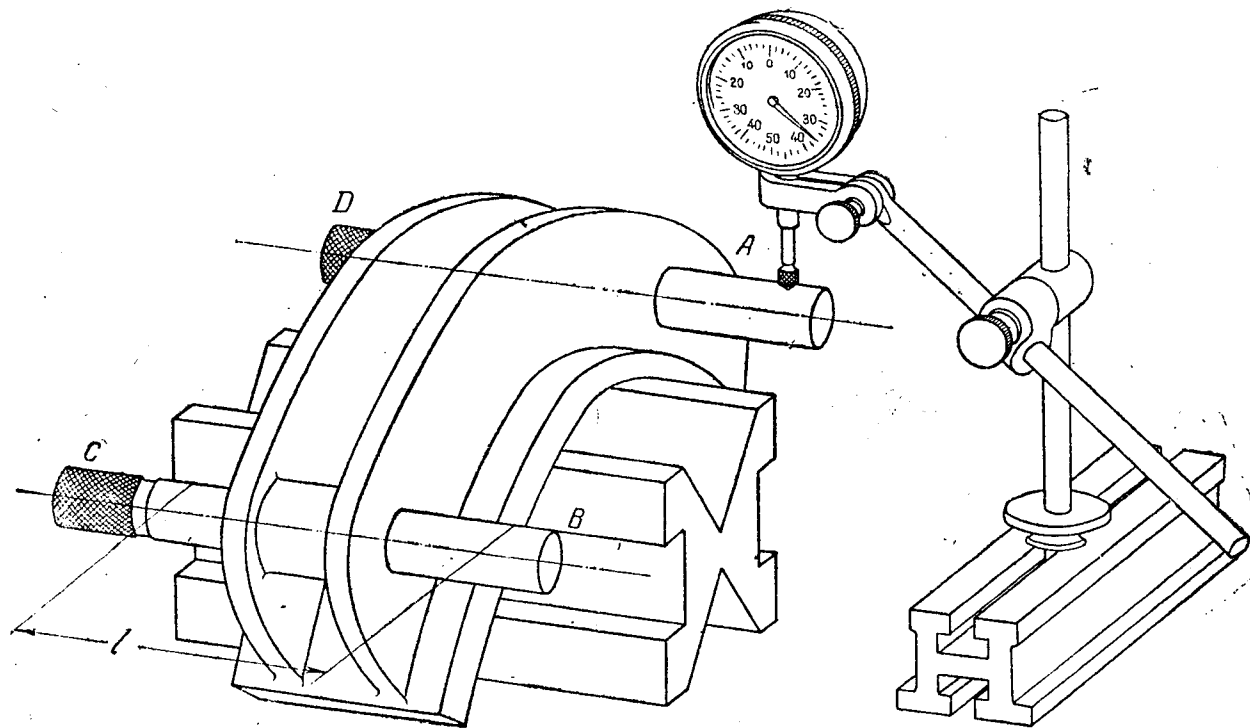
Фиг. 132. Фрезеровка шестерен.



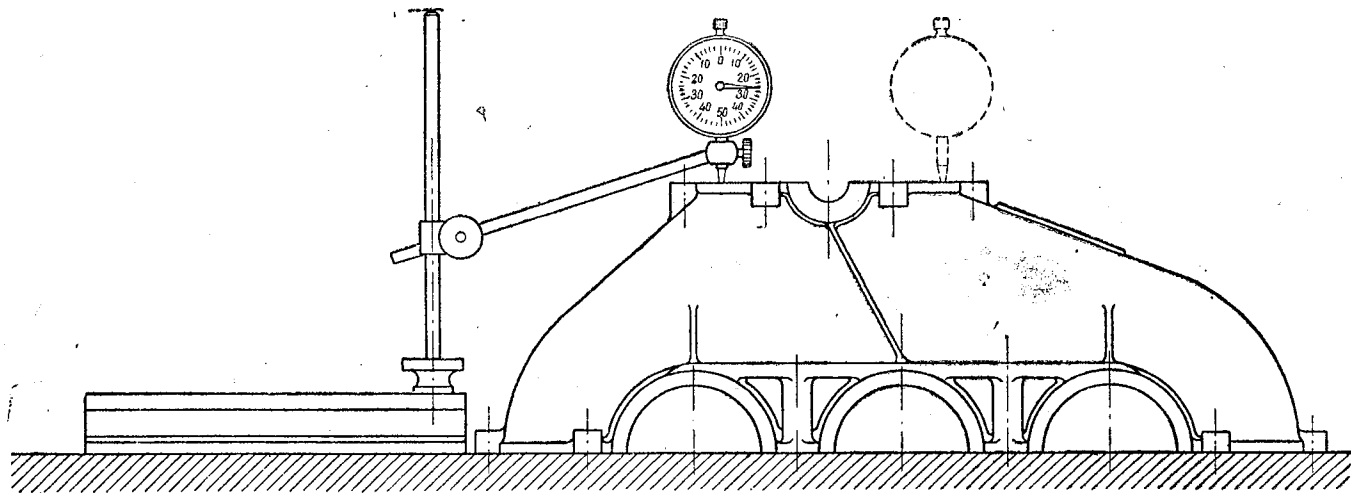
Фиг. 133. Промер биения торца.

Согласно фиг. 131 неперпендикулярность будет δ/D . Обычно она дается в тысячных долях миллиметра на 100 мм длины отсчета. Например, «перпендикулярность торца к оси изделия не более 0,015 на 100 мм».

Иногда удобнее замерять не отклонение от перпендикулярности, а биение торца. Примером может служить допуск на биение торцов шестерен при фрезеровке их стопкой (фиг. 132). Бьющие торцы шестерен перекашивают всю стопку и влечут за собой биение профиля у готовых шестерен, поэтому биение торцов приходится ограничивать очень жестко. В сущности говоря, в этом случае надо тоже



Фиг. 134. Проверка тормозной колодки.

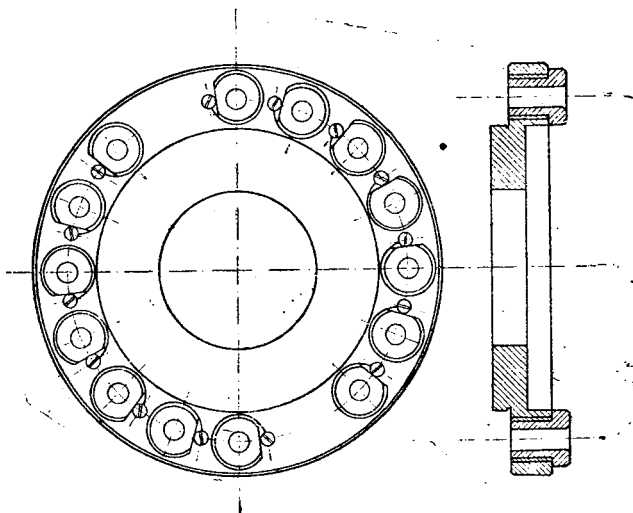


Фиг. 135. Проверка неровности.

ставить вопрос о неперпедикулярности, но для упрощения обмеров обычно дается в чертежах и промеряется просто биение торца.

Промер биения торцов производится так, как показано на фиг. 133.

При помощи скалок и индикатора нетрудно промерять перекосы двух и более параллельных осей. Предположим, что надо проверить правильность расточки отверстий в тормозной колодке (фиг. 134). Продев сквозь колодку две скалки, устанавливаем ее на разметочной плите так, чтобы два конца скалок были точно на одном уровне.



Фиг. 136. Кондуктор.

После этого, перенеся индикатор на другие концы скалок, получаем величину подъема или проседания их в сотых долях миллиметра. От этих отсчетов нетрудно перейти к углу перекоса осей, разделив разность показаний индикатора δ на расстояние между местами отсчета индикатора на скалке l .

Аналогичным способом производится проверка неровностей поверхности. Этот момент является очень важным при изготовлении разъемов чугунных редукторов. Поверхности редукторов во избежание возникновения напряжений при сболчивании должны быть совершенно ровные (допустимая неровность 0,05 мм). Проверка производится на разметочной плите индикатором, как это показано на фиг. 135.

При всех промерах необходимо следить, чтобы индикатор был хорошо укреплен на подставке и подставка плотно стояла на разметочной плите.

При помощи индикатора и скалок с большой точностью можно проверить расстояние между центрами в круглых кондукторах, предназначенных для сверления дыр во фланцах (фиг. 136).

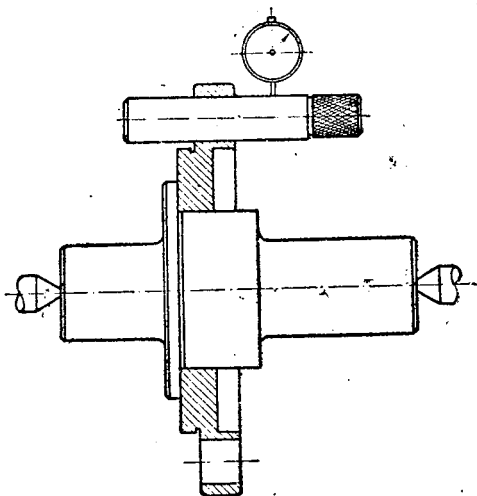
Посадив кондуктор на скалку центрирующим отверстием и вставив вторую скалку в отверстия под цементированные втулки, нетрудно сравнить, как показано на фиг. 137, расстояние от центрального отверстия до наружных с большой точностью. Расстояние между

центрами наружных отверстий по хорде, а также абсолютные значения расстояний от центрального отверстия до наружных промежутков, как обычно, при помощи штангеля или микрометра (см. гл. XV).

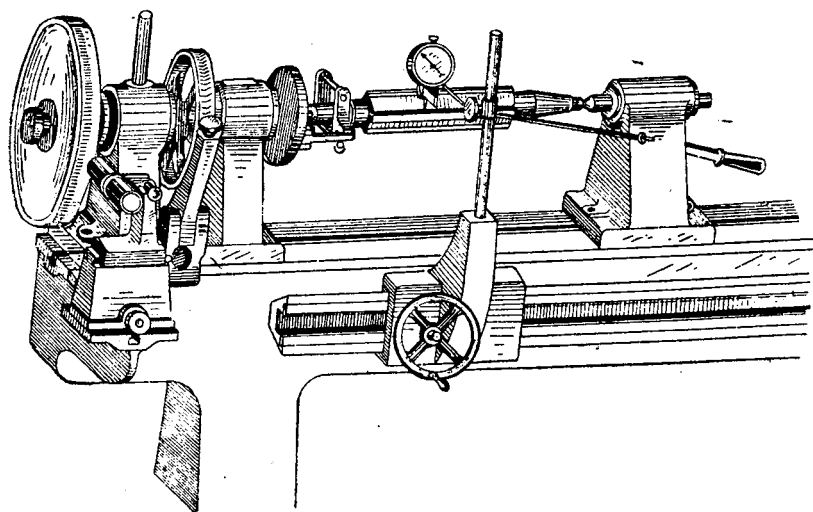
Иногда бывает удобно воспользоваться машиной для проверки валов (фиг. 138), установив на суппорт индикатор и проводя им по проверяемой поверхности.

Можно привести пример промера биения и конусности шлицевого валика, что довольно трудно дается без соответствующей установки.

На фиг. 139 дана проверка шлицевого валика индикатором. Поворачивая валик вокруг оси и опуская боек индикатора на каждый из участков внутренней центрирующей поверхности, получим биение этой поверхности. Проводя индикатором вдоль этой поверхности, получим ее конусность.



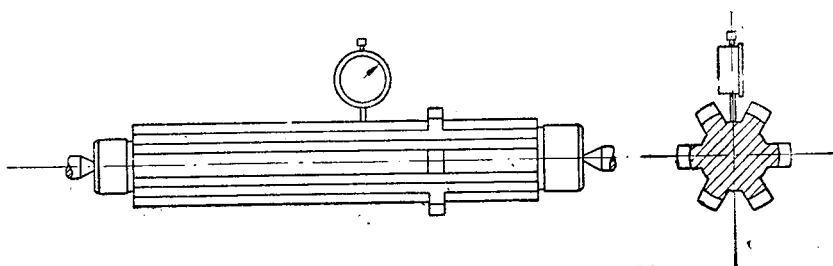
Фиг. 137. Проверка кондуктора.



Фиг. 138. Машина для проверки валов.

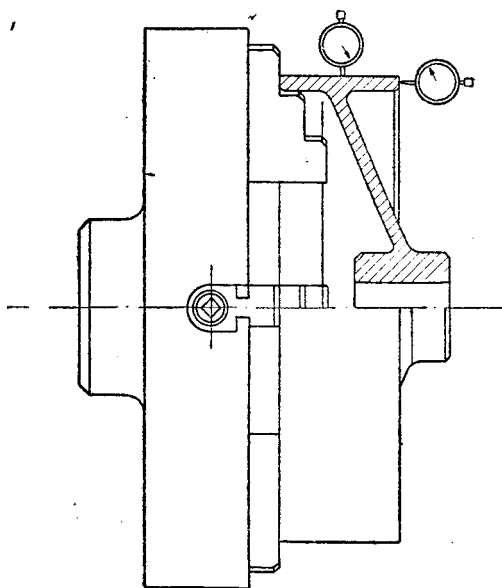
Можно было бы привести много примеров контроля точности формы изделий при помощи индикатора, но это едва ли будет целесообразно, так как руководства на все случаи, встречающиеся в практике, все равно не составить, да в этом и нет нужды. Нужно уметь

пользоваться индикатором, нужно во время найти и сообразить, как произвести соответствующий промер. Очень часто это бывает довольно сложно и производство некоторых обмеров может требовать изготовления специальных приспособлений.



Фиг. 139. Проверка шлицевого вала.

Говорить об индикаторе, только как о контрольном инструменте, это значит умалять значение индикатора. Индикатор является необходимым инструментом как для контролера, так и для токаря: если он помогает контролеру найти ошибки, то токарю дает возможность избежать их.



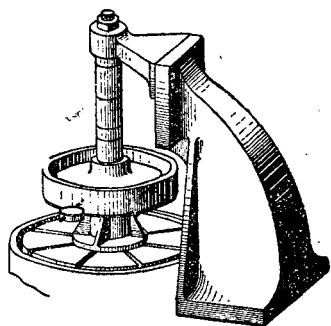
Фиг. 140. Установка шкива.

Момент установки детали на станок является одним из наиболее трудных и ответственных моментов в работе токаря. Косо или эксцентрично установленная деталь не может быть обработана точно. Она при сборке потребует припиловки, при работе будет бить. Обвинять же токаря, не имеющего индикатора, в том, что он плохо работает, нельзя, так как размеры допусков глазом неопределимы. Чтобы хорошо работать, каждый токарь должен иметь индикатор, который должен применяться им во всех возможных случаях.

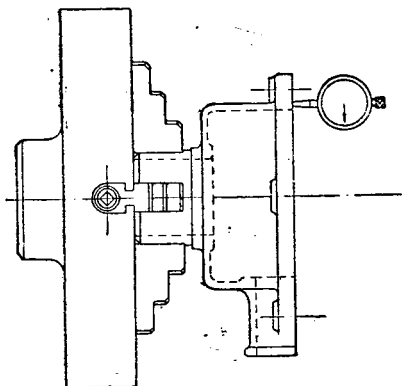
Возьмем простой случай расточки или расшлифовки шкива, поверхность которого, уже обработанная чисто, не должна иметь боя. Если зажать этот шкив в кулачки патрона (фиг. 140) и центрировать его при помощи мелка, как это часто делают токаря, то биение в пределах нескольких десятых мм всегда будет иметь место. Если допустимо лишь небольшое биение, изделие приходится центрировать

по индикатору. Только после того как шкив установлен совершенно concentрично, можно приступить к расшлифовке центрального отверстия, будучи уверенным в конечном результате. Хороший токарь может добиться того, что биение готового изделия будет не более 0,01—0,02 мм. Какова бы ни была квалификация токаря — без индикатора он такого результата не даст.

Разберем теперь случай установки заготовки шестерни на зуборезный станок. Мы увидим ниже, что базой для исполнения и промера профиля зуба часто является наружная окружность шестерни. Ее овальность и concentричность по отношению к расточке проверяются при исполнении заготовки. По наружной окружности заготовка устанавливается на зуборезный станок.



Фиг. 141. Установка заготовки шестерни.



Фиг. 142. Установка картера конической передачи.

Заготовка, установленная эксцентрично по отношению к столу, при вращении стола (фиг. 141) одним боком подходит к фрезе ближе, чем другим, глубина фрезеровки будет различна, следовательно, по толщине зубья будут тоже различны и профиль зуба будет бить по отношению к оси (см. гл. XVI). Избежать этого можно, устанавливая шестерню по индикатору, как показано на фиг. 141.

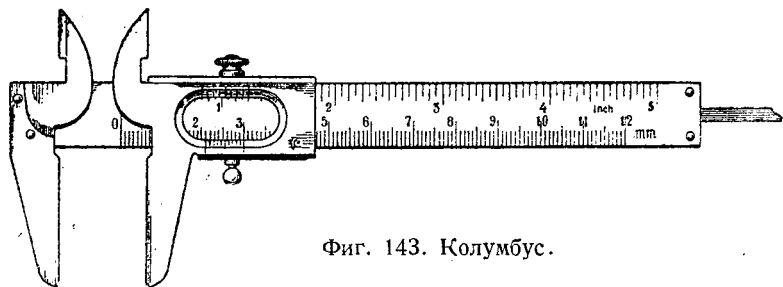
Рассмотрим еще пример на перпендикулярность отверстия к плоскости. Предположим, что в половине картера конической передачи (фиг. 142) надо расточить отверстие, выдержав небольшой допуск на перпендикулярность между отверстием и поверхностью разъема. Установку картера в патрон в этом случае приходится производить опять-таки при помощи индикатора.

Можно было бы привести громадное число случаев применения индикаторов рабочими при работе на всех станках, но это не входит в нашу задачу, как и рассмотрение вопроса о применении индикатора при ремонте и приеме станков. Отметим только, что все приводимые ниже цифровые данные допусков на ошибки формы, проверяемые индикатором, относятся к работе на станках, проходящих периодический высококачественный капитальный ремонт.

ГЛАВА IX

ХАРАКТЕРИСТИКА ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО ИНСТРУМЕНТА

Рассмотрим цеховой мерительный инструмент, которым пользуется рабочий при изготовлении деталей и контролер при приемке. Не будем касаться описательной стороны, предполагая, что типы и конструкции измерительного инструмента известны, а перейдем прямо к вопросу применения и выяснению тех допусков, которые могут быть промерены при помощи данного вида инструмента.



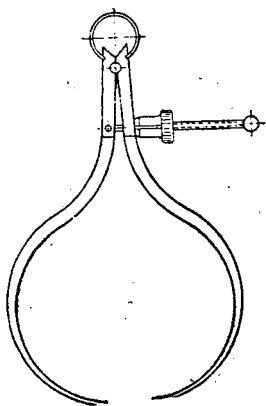
Фиг. 143. Колумбус.

Обычно принято говорить о точности обмера, подразумевая под этим то максимальное отклонение от истинного размера, которое может получиться при измерении. Например, точность измерения $\pm 0,02$ означает, что истинное значение может отличаться от прочитанного на шкале максимум на 0,02 мм. Эта величина характеризует измерительный инструмент, но для практики она неудобна, так как не дает прямого указания, когда каким инструментом следует измерять. Гораздо реальнее связать тип инструмента с размером допуска, подлежащего обмеру. Допуск всегда стоит на чертеже и является прекрасным указанием для выбора инструмента, необходимо только освободить рабочего от обязанности каждый раз соображать, какой инструмент следует взять, разбивая допуск на ошибку измерения и ошибку исполнения.

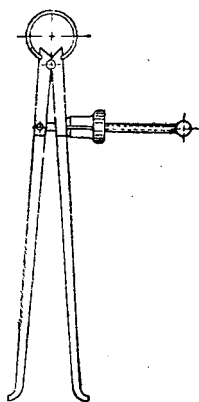
Приведем пример. Пусть допуск будет 0,2 мм. Если пользоваться штангель-колумбусом (фиг. 143), на котором можно прочесть только десятые доли миллиметра (точность обмера $\pm 0,1$), то весь допуск окажется поглощенным ошибками измерения, и истинный размер будет выходить за пределы допуска. Штангель с делениями нониуса в $\frac{1}{50}$ мм дает точность обмера в $\pm 0,02$ мм. Допуск 0,2 разобьется на две части — 0,04 на ошибки измерения, и 0,16 на ошибки исполнения и неровности поверхности. Это уже вполне реальные цифры.

Постараемся теперь разобрать все ходовые типы измерительного инструмента и выяснить пределы их распространения.

Самым грубым измерителем является штангель-колумбус (фиг. 143) вместе с линейкой, кронциркулем (фиг. 144) и нутромером (фиг. 145).

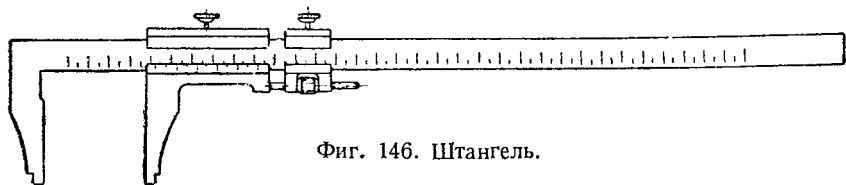


Фиг. 144. Кронциркуль.



Фиг. 145. Нутромер.

Колумбус применяется для малых размеров (до 100 мм), кронциркуль и нутромер — для средних размеров, линейка — для больших. Точность обмера этими инструментами невелика и зависит от обмеряемой величины. Ниже (гл. XII) даны так называемые «большие допуски», это допуски, которые приходится ставить в тех случаях



Фиг. 146. Штангель.

когда точность размера неважна, но большие отклонения недопустимы. Их легко выдержать при любой механической обработке и нетрудно промерить упоминавшимися выше инструментами.

Возьмем более точный измерительный инструмент¹ — штангель с нониусом в $\frac{1}{50}$ мм (фиг. 146). Эти штангели изготовляются для промера размеров до 1000 мм. Точность обмера также зависит от абсолютного значения размера, но в меньшей степени, чем у грубых инструментов. Практически считается, что при помощи штангеля можно принимать изделия, выточенные по третьему классу точности при абсолютном значении размера более 300 мм. При больших размерах этими штангелями удастся принимать допуски на овальность. Опыт-

¹ Термин «штанген-циркуль» не применяется в мастерских. Вместо него всегда употребляется «штангель». Автор вместе с проф. Соколовским (см. его «Технология машиностроения») за термином «штанген-циркуль» оставляет значение лишь соответствующего чертежного инструмента.

ный контролер ловит на-ощупь овальности окружности в 0,02—0,03 мм. При более мелких размерах (меньших 100 мм) штангелями можно принимать допуски четвертого класса и более грубые.

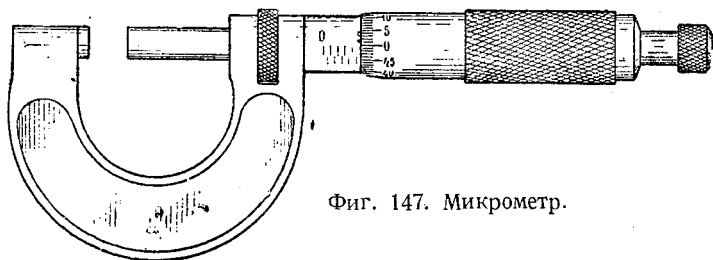
Табл. 11 дает значение допусков, подлежащих обмеру штангелем.

Таблица 11

**ДОПУСКИ, ВОЗМОЖНЫЕ ДЛЯ ОБМЕРА
ШТАНГЕЛЕМ**

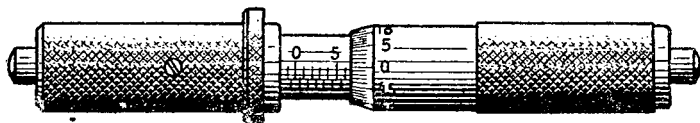
Размер мм	Допуск мм
до 360	0,10
360 — 500	0,12
500 — 640	0,15
640 — 800	0,18
800 — 1000	0,20

Следующим по точности является микрометр с делениями в 0,01 мм (фиг. 147). Точность обмера микрометром можно принять ¹/₁₀ равной



Фиг. 147. Микрометр.

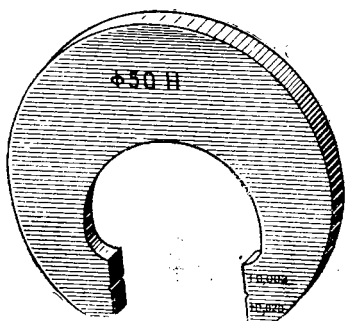
$\pm 0,005$ мм и минимальный допуск, подлежащий обмеру микрометром и микрометренным штихмассом (фиг. 148), можно считать равным 0,025 мм.



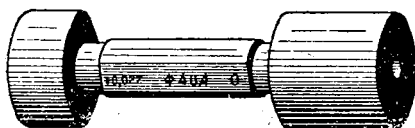
Фиг. 148. Микрометренный штихмасс.

Если, взяв таблицы допусков, посмотреть на области размеров, которые допустимы для промера микрометром, то мы увидим, что второй класс точности может быть принят по микрометру только при размерах больше 50 мм, с другой стороны, третий класс поддается частично промеру штангелем. Кроме этого, необходимо отметить, что микрометр — нежный и дорогой инструмент, который не может идти в сравнение с грубыми калибрами, скобой и пробкой (фиг. 149 и 150). Невозможность промера микрометром мелких ходовых посадочных допусков второго класса и его нежность отодвигают его на второй план, и микрометр уступает место калибру и штангелю.

Можно считать как правило, что второй класс всегда выполняется по калибрам, третий класс при размерах до 300 мм по калибрам, выше — по штангелю. Четвертый класс без особых усилий может быть выдержан по штангелю, но практически оказывается целесообразнее работать по скобе и пробке. Это особенно относится к токарям низкой квалификации, которые путаются при чтении указаний нониуса



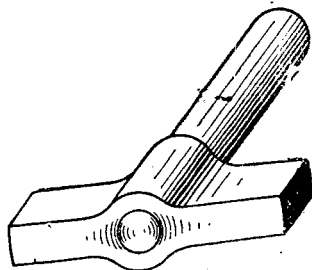
Фиг. 149. Скоба.



Фиг. 150. Пробка.

и поэтому часто ошибаются в размерах. Вообще надо сказать, что работа по скобе и пробке дает гораздо меньше брака, чем работа по измерительному инструменту со шкалой. Это надо помнить при назначении допусков. Часто бывает рациональнее увеличить точность обработки вместо больших допусков, но дать токарю в руки калибр, а не колумбус. Четвертый класс точности выдержит всякий токарь без труда, возможность же ошибок из-за неправильного отсчета или установки инструмента будет исключена.

Для вала и отверстия, а также для двух параллельных плоскостей — паза и пластины — наиболее распространенными являются предельные калибры. Типы и конструкции калибров нас в данный момент не интересуют, поэтому останавливаться на них не будем. Отметим только, что для промеров внутренних диаметров больше 100 мм применяются плоские калибры в виде буквы Т (фиг. 151). Эти калибры очень неудобны, в особенности при больших диаметрах. Вообще большие размеры требуют особого измерительного инструмента, который относительно мало разработан.



Фиг. 151. Пробка в виде Т.

Каждый конструктор при проектировании детали должен хорошо продумать не только процесс обработки детали, но и процесс ее обмера токарем при изготовлении и контролером при приемке. Проставляя допуски, надо всегда продумать, каким инструментом данный размер будет промеряться, как этим инструментом подойти к детали и какую точность отсчета даст данный инструмент.

Руководящим материалом для конструктора могут служить табл. 12—14, в которых показано распространение измерительного инструмента со шкалой, в зависимости от допусков и размеров. В этих таблицах дан, в сущности говоря, верхний предел применения инструмента, т. е. в ней даны наименьшие допуски, которые могут

ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО ИНСТРУМЕНТА СО ШКАЛОЙ ДЛЯ ВНЕШНЕГО ОБМЕРА

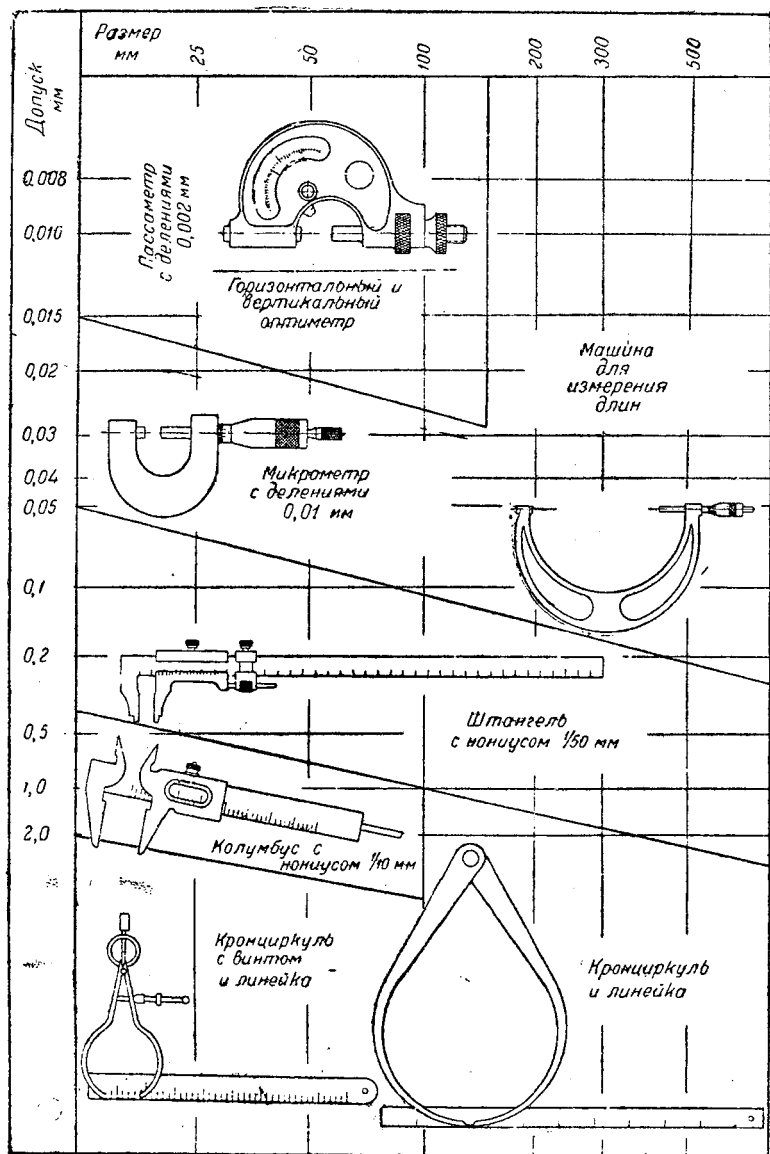
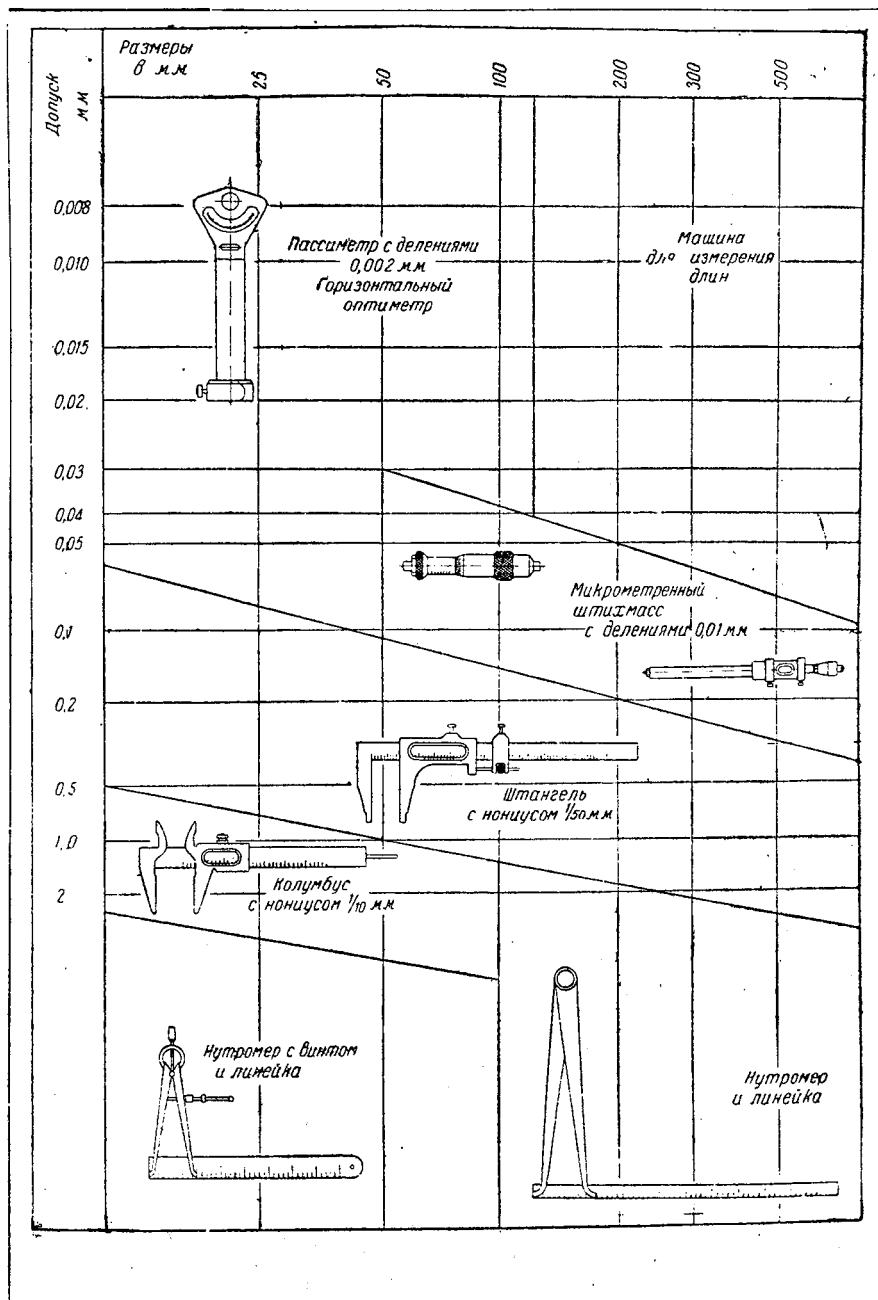
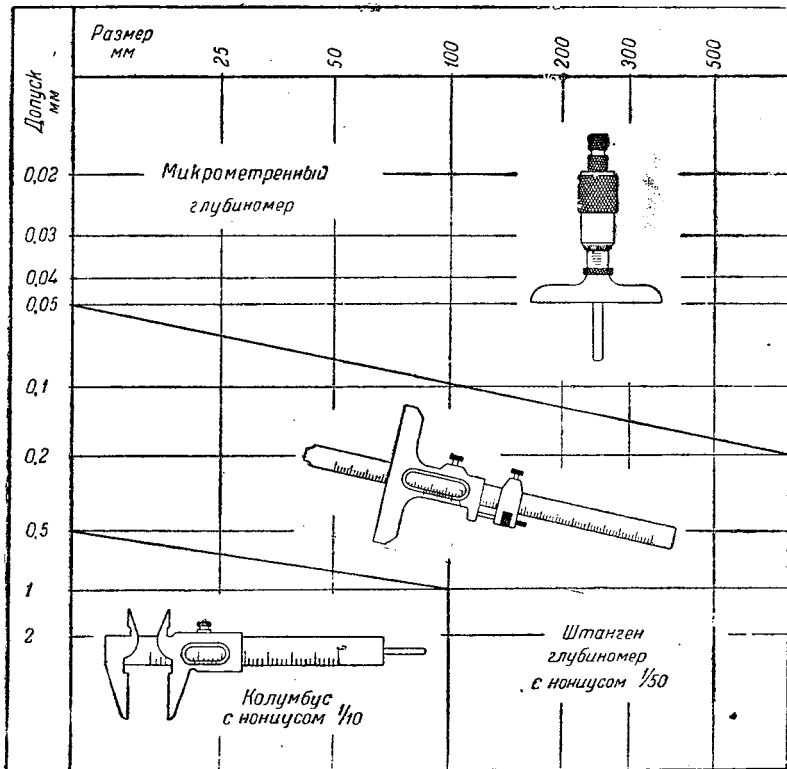


Таблица 13

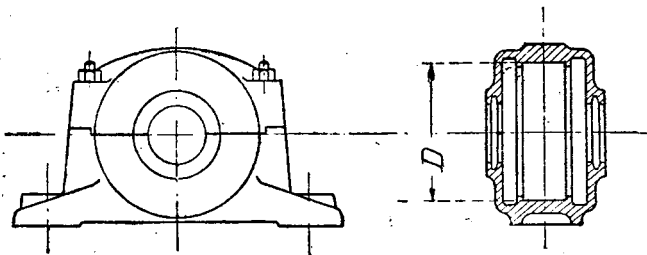
ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО ИНСТРУМЕНТА СО ШКАЛОЙ ДЛЯ ВНУТРЕННЕГО ПРОМЕРА



ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО ИНСТРУМЕНТА СО ШКАЛОЙ ДЛЯ ПРОМЕРА ГЛУБИНЫ



быть промерены данным инструментом. Каждый из типов инструмента может быть применен для промера более грубых допусков. Согласно

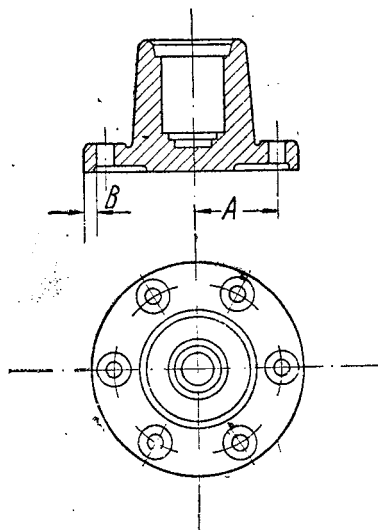


Фиг. 152. Корпус подшипника.

сказанному, основным цеховым измерительным инструментом необходимо считать инструмент без шкалы, т. е. скобы, пробки, штихмассы, шаблоны и пр., которые могут быть выполнены под любые размеры как в качестве нормальных, так и в качестве предельных калиб-

ров. К категории цехового инструмента без шкалы относятся также плитки Иогансона.

Приведем несколько примеров ошибочной простановки размеров и допусков, недоступных промеру. На фиг. 152 показан разъемный корпус шарикоподшипника в таком виде, как его поставляют шарикоподшипниковые заводы. Каким образом можно расточить гнездо шарикоподшипника большего диаметра, чем входное отверстие, по второму классу точности, как это необходимо для хорошей работы шарикоподшипника? При массовом производстве можно сделать специальный измерительный инструмент и при помощи его производить промеры. При штучном производстве такая конструкция будет ошибочна, так как промер ее будет очень труден. При размерах больше 60 мм можно пользоваться микрометренным штих-массом, при меньших размерах эта конструкция вообще без особых приспособлений не поддается промеру, так как точность микрометра не позволяет промерять допуски второго класса при малых диаметрах. Неудобство обмера в этом случае усугубляет трудности и не гарантирует точности исполнения.



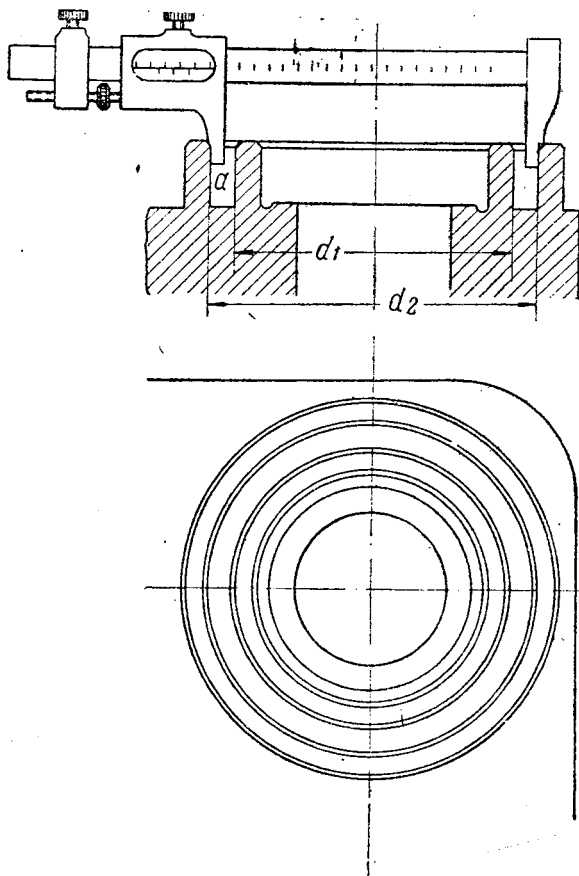
Фиг. 153. Подпятник.

В качестве другого примера возьмем расстояние между центрами, которое обычно промеряется штангелями. Предположим, что нам необходимо промерить расстояние между центрами у отверстий под болты подпятника (фиг. 153). Промерять в этом случае придется не размер A , который недоступен для промера штангелем, а размер B от наружной окружности. Наружная окружность должна быть обработана.

Предположим, что в торце детали (фиг. 154) необходимо сделать кольцевую проточку aa . Внутренний и наружный диаметры этой проточки d_1 и d_2 можно измерить только штангелем, следовательно, давать допуски точнее третьего и четвертого классов на эти размеры нельзя. Более точный допуск можно дать только в том случае, если для промера предположено сделать специальные скобу и пробку или шаблоны.

Итак, мы рассмотрели применение наиболее простого измерительного инструмента, который в настоящее время является общепотребительным на машиностроительных заводах и который гарантирует точность работы второго класса. Но выше мы видели, что вопрос качества машины есть вопрос точности обработки. Чем точнее работает завод, тем лучше его продукция. Переход от второго класса к первому есть шаг в сторону качества. Но этот переход не так прост, так как кроме повышенной точности обработки, а следовательно, повышенного

качества станков, необходимо еще применение специального измерительного инструмента, каковыми являются: миниметры, пассиметры, пассаметры, цеховые микроскопы и пр. Эти приборы в настоящее



Фиг. 154. Торцевые проточки.

время являются достоянием инструментальных цехов и контрольных отделов, и вопрос о выходе их в цеха не получил окончательного решения.

ГЛАВА X

РЕЖУЩИЙ ИНСТРУМЕНТ И ВИД ПОВЕРХНОСТИ

Всякая машиностроительная деталь, полученная в результате обработки на станке при помощи какого-либо режущего инструмента, может иметь различный вид поверхности и различные отклонения от ее теоретической геометрической формы.

Вид поверхности и точность формы детали зависит от многих разнообразных причин. Одни из этих причин имеют влияние на вид поверхности, другие — на точность формы, третьи — на то и другое. Влияние одних значительно, влияние других невелико. Одни причины могут быть легко обойдены, другие, напротив, являются коренными недостатками инструмента, станка, материала, из которого изготавливается деталь. Например, нарезать чисто болт из очень мягкой стали не удастся ни на каком станке, никаким инструментом: поверхность нарезки всегда будет более или менее задранной. Проточить точно окружность шестерни на лобовом станке не удастся; та же работа, проведенная на карусельном станке, даст прекрасную точную окружность шестерни.

Постараемся выделить причины, влияющие на вид поверхности (о причинах, влияющих на точность обработки см. гл. XI).

На вид поверхности имеет влияние:

- 1) тип и конструкция режущего инструмента;
- 2) качество — изношенность станка;
- 3) твердость материала детали;
- 4) подача режущего инструмента и глубина резания;
- 5) скорость резания;
- 6) охлаждающая резцы и фрезы жидкость.

Основным моментом для вида поверхности является тип и конструкция инструмента. В сущности безразлично, на каком станке производить шлифовку валика: шлифовальном для цилиндрической шлифовки, бесцентровом или токарном при помощи специального шлифовального устройства. Вид поверхности во всех случаях будет одинаков, если будет применяться шлифовальный камень одной и той же крупности зерна, при одинаковой глубине резания. Но стоит взять грубый камень и хорошей поверхности получить не удастся, вернее, не удастся получить поверхности, которая может быть получена при камне с мелким зерном. Шлифованную чисто проточенную и ободранную поверхность мы можем получить на одном и том же токарном станке, применив шлифовальное устройство, чистовой и черновой резцы. Те же три поверхности могут быть получены на трех различных станках — шлифовальном, токарном чистовом и токарном обдирочном. Таким образом для получения поверхности опре-

деленной степени чистоты необходимо прежде всего выбрать подходящий тип инструмента, причем в большинстве случаев безразлично, на каком станке производить обработку. Ниже мы увидим, что точность формы поверхности в первую очередь зависит от типа и качества станка.

Эти функциональные зависимости вида поверхности от режущего инструмента и точности поверхности от станка, конечно, не строгие и имеют много отступлений и исключений, но при проектировании, при назначении вида обработки и при назначении допусков они дают в руки конструкторов твердую основу, которая помогает разобраться в возможностях и трудностях механической обработки деталей.

С точки зрения качества вида поверхности необходимо различать два случая:

1) цилиндрические поверхности (и конические), прекрасно поддающиеся обработке; эти поверхности можно на современных станках получить с любой практически необходимой степенью чистоты и точности;

2) плоскости (за исключением торцевой плоскости при обработке на токарном станке), точность и ровность которых на станках удается очень плохо; единственный метод, при помощи которого можно получить точную и ровную плоскость, это ручная шабровка.

Цилиндрические поверхности, хотя методы их в настоящее время прекрасно разработаны, представляют собой элемент, качественное изготовление которого находится в значительной степени в руках у рабочего, особенно это относится к токарному станку. Практически на токарном станке можно получить все виды поверхности, начиная от грубой ободранной и кончая степенью ровности шлифовки. Не будем здесь углубляться в эти вопросы, так как это область технологии, отметим только, что самая ровная поверхность получается при помощи так называемого гальтельного резца, на самом тихом ходе, при малых подаче и глубине резания. Это несколько противоречит общепринятому положению: чем больше скорость резания, тем ровнее поверхность. Необходимо оговориться, что такая работа, которая дает поверхности, почти неотличимые от шлифованных, дается далеко не всем токарям.

Переходя к обзору всех методов изготовления цилиндрических поверхностей, валов и отверстий, необходимо остановиться на табл. 15, данной здесь в качестве элементарного руководства для конструкторов при простановке значков механической обработки. В этой таблице каждому из значков механической обработки присвоено вполне определенное в цехах понятие о степени ровности поверхности, связанное с инструментом: шлифовка, чистовая обработка, черновая обработка.

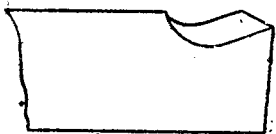
Не касаясь шлифовки, обратим внимание на то, что между чистовым и черновым резцами может не быть никакого различия в конструкции и размерах. Всякий черновой резец (фиг. 155) может быть легко переделан в чистовой и обратно: для этого необходимо только скруглить и пошлифовать (заправить) его острее. Чистовой резец (фиг. 156) отличается от чернового тем, что его конец несколько округлен и хорошо заправлен бруском.

СПОСОБЫ ОБРАБОТКИ ВАЛОВ И ОТВЕРСТИЙ

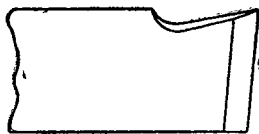
Класс точности	Шлифовка		Чистовая обработка		Черновая обработка	
1				—	—	—
	Тонкая	шлифовка	Развертка			
2					—	—
	Обыкновенная шлифовка			Чистовая обточка		
3	"	"		"		—
			Расточка и развертка		Сверление по кондуктору	
4	"	"	"	"		
						Черновая обточка
5	"	"	"	"		"
					Черновая расточка и сверловка	"

Общепринятые три значка механической обработки, хотя в основном и дают указания на вид поверхности, но в настоящее время уже их недостаточно.

Например, считая основным методом изготовления валов по второму классу шлифовку, практически различают два случая: шлифовку под неподвижную посадку и шлифовку под вращающуюся посадку. Поверхность шейки вала, вращающегося в подшипнике, делают всегда ровнее поверхности под неподвижную посадку. Теоретически это неверно, так как для обоих случаев нужна в идеале одинаково ровная поверхность. Только ровная поверхность без рисок



Фиг. 155. Черновой резец.



Фиг. 156. Чистовой резец.

дает четко выраженный постоянный характер неподвижной посадки и не потеряет характера при повторной запрессовке. Практически этими соображениями пренебрегают и в целях удешевления шлифовку под запрессовку делают несколько грубее.

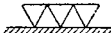
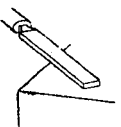
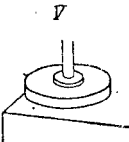
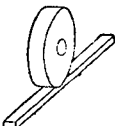
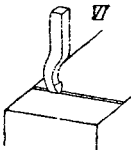
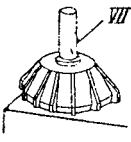
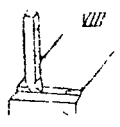
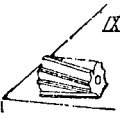
То же самое относится и к черновому резцу. Обычно обдирка на токарном станке значительно грубее обточки на автомате, которая производится острым резцом (типа чернового) при очень небольшой подаче. Между тем та и другая обозначаются на чертежах одним треугольником.

Переходя к вопросу изготовления плоскостей, приходится еще раз повторить, что обработка плоскостей на станках удастся значительно хуже, чем обработка цилиндрических поверхностей.

1. Продольно и поперечно-строгальные станки никогда не дают поверхностей без следов резца. Чистовая строжка, хотя и обозначается обычно двумя треугольниками (табл. 16), но по величине рисок всегда значительно грубее чистовой обточки. Лучший вид поверхности получается при фрезеровке большой наборной головкой в том случае, если на последний проход оставлены десятые доли миллиметра. Но эта работа, как мы увидим ниже, не дает поверхности большой точности.

Точную и ровную поверхность можно получить только при помощи ручной шабровки. Не следует смотреть на шабровку, как на метод получения идеально ровной поверхности и считать число точек соприкосновения с контрольной плитой на определенной площади (по краске). Этот метод приемки, во-первых, очень ненадежен, так как число точек зависит от густоты краски и толщины ее слоя, а также

СПОСОБЫ ОБРАБОТКИ ПЛОСКОСТЕЙ

Неровность поверхности в микронах	I  Шабровка и шлифовка		II  Чистовая обработка	III  Черновая обработка
10	 Ручная шабровка			
20	"			
30	"	Шлифовка		
40	"	"		
50	"	"	Чистовой резец	
60	"	"		
80	"	"		
100	"	"	Чистовой торцовый фрезер	Черновой резки
150	"	"		
200	"	"		Черновой фрезер

от рисунка, который слесарь нанесет при последнем проходе шабером; во-вторых, практически это вовсе не нужно. Важно добиться того, чтобы не было «лысин» на плоскости, т. е. не было больших промежутков между участками, затронутыми краской, т. е. чтобы общий уровень поверхности был выверен, а мелкие микроскопические неровности большого значения не имеют. В случае неподвижных соединений они покрываются деформациями бумажной или картонной прокладки, которая всегда кладется в таких случаях; при подвижных соединениях эти неровности сглаживаются после нескольких часов работы во время приработки машины.

Более ровную поверхность дает плоская шлифовка, но области ее применения очень ограничены, так как благодаря сносу камня точность шлифованной плоскости невелика. Практически шлифованные плоскости применяются при размерах не более нескольких десятков квадратных сантиметров.

В последнее время появились шлифовальные станки с большим кругом на вертикальном шпинделе, на которых удается точная шлифовка больших поверхностей, например, станин станков.

ГЛАВА XI

ТОЧНОСТЬ РАБОТЫ СТАНКОВ

В предыдущей главе мы видели, что вид поверхности зависит от многих причин, в первую очередь от типа инструмента.

Переходя к точности формы изделия необходимо отметить, что и в этом случае причин, влияющих на окончательный результат, также много:

- 1) тип и конструкция станка;
- 2) износ инструмента во время операции обработки;
- 3) конструкция (жесткость и вес) обрабатываемого изделия;
- 4) состояние станка — качество его ремонта;
- 5) закрепление изделия на столе станка;
- 6) работа по приспособлению к кондуктору или без них;
- 7) размер чистовой стружки — напряженность деталей станка при чистовом проходе.

Одни из перечисленных причин влияют больше, другие меньше, и в данном случае необходимо прежде всего найти ту причину, которая больше всего влияет на точность формы изделия, и выделить ее из остальных.

Этой основной причиной является тип, конструкция и состояние станка. Например, обработка двух плоскостей на шепинге не может быть произведена так точно, как на продольно-строгальном станке. В первом случае непараллельность их будет находиться в пределах до 0,05 мм на 100 мм длины, во втором 0,01 мм на 100 мм длины.

Также было отмечено выше, что лобовой станок никогда не даст хорошей окружности, тогда как на карусельном окружность получается идеальной.

Эта зависимость точности формы от станка заставляет конструкторов при постановке допусков очень внимательно изучать имеющиеся на заводе станки — их состояние, а также интересоваться квалификацией рабочих, работающих на станке, она очень затрудняет проектирование машин вдали от цеха, требуя перенесения проектирования на заводы.

Перейдем теперь к разбору различных станков с точки зрения точности их работы, причем в основу положим станки, изготовленные как на зарубежных, так и на советских заводах и проходящие периодический высококачественный капитальный ремонт. Прежде всего остановимся на основном станке любого цеха — токарном.

Токарный станок. Область работы токарного станка, как известно, очень широка. Но мы сейчас не будем разбирать все возможные виды изделий, получаемых на токарном станке (резьбы, конусы, шаровые

поверхности и пр.), а остановимся только на изготовлении валов и отверстий, отнеся особые формы к последующим главам. Также вопрос о длине валов отнесем к гл. XIV «Допуски на длины». Здесь мы разберем точность форм вала и отверстия, получающихся на токарном станке.

На всяком заводе токарные станки должны быть разбиты по назначению и точности их работы. Обычно имеются обдирочные станки, чистовые и станки для нарезки резьб. Они могут быть совершенно одинаковы с точки зрения конструкции и размеров, но отличаются, так сказать, обращением с ними.

На чистовой станок не дают обдирочных работ, которые обычно производятся стружками крупного сечения, чтобы, напрасно направляя станок, не уменьшать точности его работы. На резьбовой станок не ставят крупных деталей и не снимают больших стружек. Совершенно иначе производится ремонт и приемка обдирочных и чистовых станков. Последние ремонтируются всегда внимательнее, и приемка их после ремонта значительно строже. Этими мерами удастся сильно повысить точность работы цеха и сохранить станки.

Приводимые ниже данные относятся к чистовым станкам.

В табл. 17 дана обработка на токарном станке вала с фланцем. Посмотрим, какие ошибки могут иметь место при исполнении этой детали.

На токарном станке можно обрабатывать валы и отверстия по второму классу точности ОСТ, при валах больше 20—30 мм диаметром. Для меньших валов второй класс удастся редко, так как абсолютные значения допуска слишком малы — процент брака выходит чересчур большим. При диаметрах больше 120 мм удастся первый класс при деталях небольшого веса ¹.

Причиной, ограничивающей повышение точности работы станка, является овальность вала, которая всегда в большей или меньшей степени имеет место. Овальность вала должна держаться в очень узких пределах, практически не более $\frac{1}{3}$ допуска, так как она очень сильно влияет на характер посадки. Выше было указано, что при абсолютно круглом отверстии и овальном вале при сборке получается характер посадки по большому диаметру вала, характер же работы соединения после сноса выпуклостей — по меньшему.

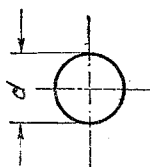
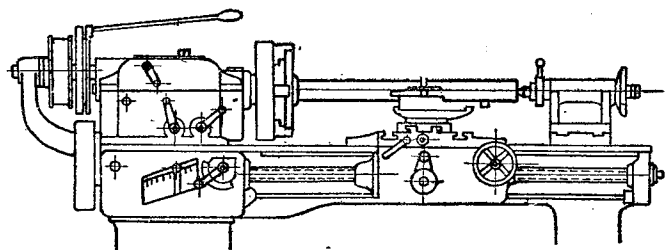
Вторым моментом, ограничивающим точность токарного станка, является конусность, которая бывает следствием двух причин: 1) непараллельности оси шпинделя передней и задней бабок к станине станка и 2) притупления резца во время работы.

При коротких валах эти два момента не имеют большого значения, и конусность может быть только следствием невнимания токаря. При длинных валах они являются злом, с которым приходится считаться очень серьезно. Резец давит на деталь с одной стороны, и небольшое смещение и прогиб оси изделия всегда будет иметь место, следовательно, всегда будет иметь место конусность. С целью уменьшения влияния давления резца при ремонте станков дают односто-

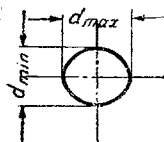
¹ Обработка деталей на токарном станке по второму и первому классам экономически невыгодна. Гораздо дешевле точить с припуском на шлифовку и доводить по калибру на шлифовальном станке.

ТОЧНОСТЬ РАБОТЫ НА ТОКАРНОМ СТАНКЕ

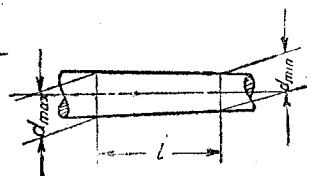
В а л



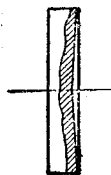
Допуск на диаметр вала при размерах больше 120—150 мм и при нетяжелых деталях—по первому классу, при диаметрах до 20—30 мм—по второму классу, при меньших диаметрах—по третьему классу



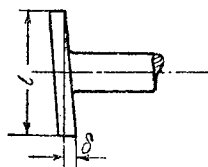
Овальность на диаметр $= d_{\max} - d_{\min}$, не более $\frac{1}{3}$ допуска



Конусность $= \frac{d_{\max} - d_{\min}}{l}$ не более 0,008 мм на 100 мм длины

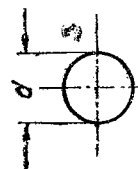
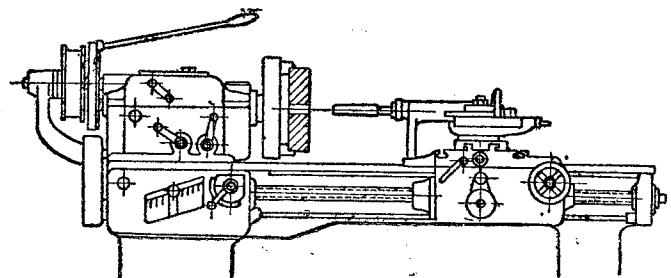


Вогнутость торцевой поверхности не более 0,008 мм на 100 мм длины радиуса



Неперпендикулярность торцевой поверхности к оси вала $= \delta \frac{100}{l}$ при работе с одного установка не обмеряется; при двух установках—не более 0,02 мм на 100 мм длины

Отверстия



Допуск на диаметр отверстия по второму классу точности, при диаметре больше 120—150 мм и нетяжелых деталях—по первому классу

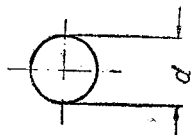
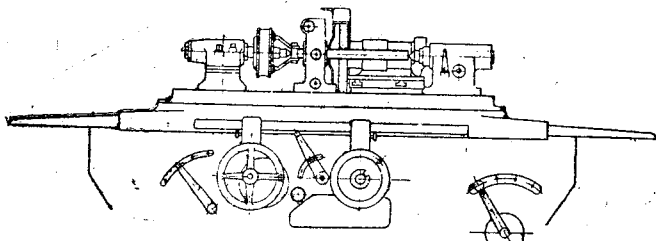
Биеение точеной поверхности при обработке с одного установка не более 0,01 мм, при обработке с двух установок—не более 0,03 мм

Допуски на длины валов и втулок—см. табл. 33

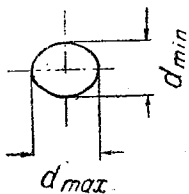
ТОЧНОСТЬ РАБОТЫ НА КРУГЛОШЛИФОВАЛЬНОМ СТАНКЕ

В а л

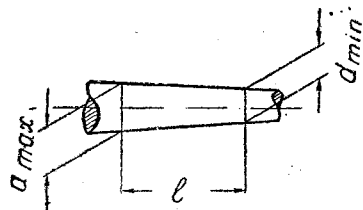
Отверстие



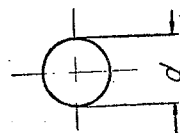
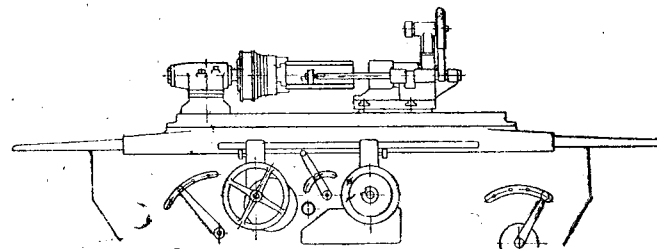
Допуск для размеров до 60 мм диаметром по первому классу, при больших диаметрах—по второму классу



Овальность = $d_{\max} - d_{\min}$ — не более $\frac{1}{3}$ допуска на диаметр



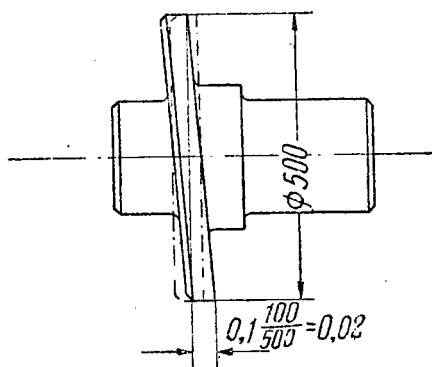
Конусность = $\frac{d_{\max} - d_{\min}}{l}$ — не более 0,003 мм на 100 мм длины



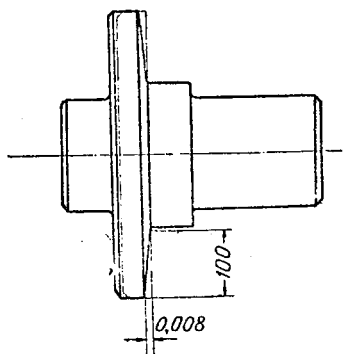
Допуск для размеров от 8 до 60 мм по первому классу, при больших размерах — по второму классу

ронный допуск на положение шпинделя передней бабки, допуская его перекос на резец в пределах до 0,02 мм на 300 мм¹. Несмотря на все профилактические меры, с конусностью приходится считаться, причем максимальная допустимая конусность должна быть не более 0,008 мм на 100 мм длины вала.

Кроме проверки калибрами и микрометрами, валы обычно проверяются на биение при помощи индикатора (см. гл. VIII). Индикатор дает показание, являющееся суммой овальности и эксцентricичности по отношению к центрам. Показания индикатора бывают больше овальности, но не должны превосходить $\frac{1}{2}$ основного допуска. Добиться полного покоя стрелки индикатора очень трудно. Обычно индикатор дает отклонения больше 0,01 мм.



Фиг. 157. Обработка торца.



Фиг. 158. Выпуклость торца.

Переходя к вопросам обточки фланца, необходимо отметить, что при обработке с одного установка, неперпендикулярность фланца оси не имеет места. При обработке с двух установок неперпендикулярность (фиг. 157) может получиться в пределах до 0,02 мм на 100 мм диаметра. В результате неперпендикулярной к оси изделия подачи резца (при помощи поперечных салазок супорта) может получиться вогнутость или выпуклость торцевой поверхности. Допуск на вогнутость или выпуклость торца не следует давать больше 0,008 мм на 100 мм длины радиуса (фиг. 158). При расточке отверстий мы в общем имеем те же ошибки, с той только разницей, что абсолютные значения допусков, как известно, несколько больше, чем для вала.

В отличие от вала отверстия на токарном станке фактически можно получить любого диаметра по второму классу, применяя машинные развертки. Необходимо отметить, что как сверление, так и развертка на токарном станке получаются лучше, чем на сверлильном. Особенно заметно повышение качества, если сравнить машинную развертку с ручной, которая для малых коротких отверстий требует большого навыка. Малоопытный слесарь может так развалить отверстие, что его размеры выйдут далеко за пределы допуска.

¹ Г. Шлезингер, Испытание станков, 1932 г., стр. 25.

Круглошлифовальный станок (табл. 18). По существу круглошлифовальный станок, не находящийся под особым наблюдением, мало отличается от токарного по точности работы. Первый класс на нем хотя и удается, но при высокой квалификации рабочих и для диаметров не более 50—60 мм. При больших диаметрах вес изделия и количество снимаемого металла бывают настолько велики, что получающаяся овальность и конусность выходят за пределы допусков первого класса. В общем же необходимо считать, что наши шлифовальные станки работают в цехах на шлифовке по второму классу.

Гораздо более высокие результаты можно получить на шлифовальных станках, если на их содержание обратить особое внимание. В конце-концов шлифовка пробок производится на тех же станках при допусках в несколько микронов, и это вполне возможно, если на станок не ставятся тяжелые детали и на нем не производится шлифовка с большой глубиной резания.

При проверке биения шлифованных валов отсчеты получаются меньшие, чем при обточенных валах, но также чувствительные для индикатора, в пределах 0,010—0,015 мм. Овальность валов бывает обычно от 0,005 до 0,010 мм. Конусность также меньше, чем у токарного станка, благодаря меньшему давлению на изделие, но она всегда будет иметь место в результате сноса камня. Верхний предел для допустимой конусности 0,003 мм на 100 мм длины вала.

Переходя к расшлифовке отверстий, необходимо сказать то же самое, что и о шлифовке валов. Несколько больше получается конусность, так как при шлифовке отверстий приходится брать камни меньшего диаметра, а потому снос их по диаметру относительно больше, чем при шлифовке валов. Верхний предел допустимой конусности равен 0,004 мм на 100 мм длины отверстия.

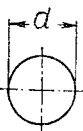
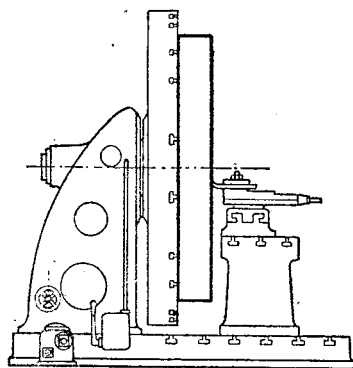
Переходя к пределам диаметров отверстий, необходимо указать, что наименьший диаметр отверстия, поддающегося шлифовке на обычных станках — 8 мм, наибольший — 50—60 мм (по первому классу).

Таким образом, с точки зрения допусков, шлифовальный станок немного выше токарного. Он увеличивает область деталей, изготавливаемых по второму классу до самых малых диаметров (для валов), дает более высокую точность формы, а главное ровность поверхности. Еще одним большим преимуществом токарного станка является дешевизна работы. Обточка под шлифовку и шлифовка под второй класс дешевле, чем прямая обточка по второму классу.

Лобовой станок (табл. 19). Это станок, который в настоящее время выходит совершенно из применения, вытесняемый карусельным станком. Причины этого следующие: 1) установка детали на лобовой станок чрезвычайно неудобна, так как должна производиться на весу, в вертикальном положении; 2) точность обработки на лобовом станке очень низка, так как станок сильно деформируется под нагрузкой детали.

При назначении допусков на детали, обрабатываемые на лобовом станке, не следует идти выше четвертого класса. При обработке заготовок больших шестерен, когда за овальностью наружной окружности приходится следить, лобовой станок дает неважные результаты. В этом случае овальность и эксцентricичность доходят до $1/2$ основного грубого допуска.

ТОЧНОСТЬ РАБОТЫ НА ЛОБОВОМ СТАНКЕ



Допуск на диаметр по четвертому классу точности



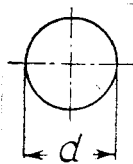
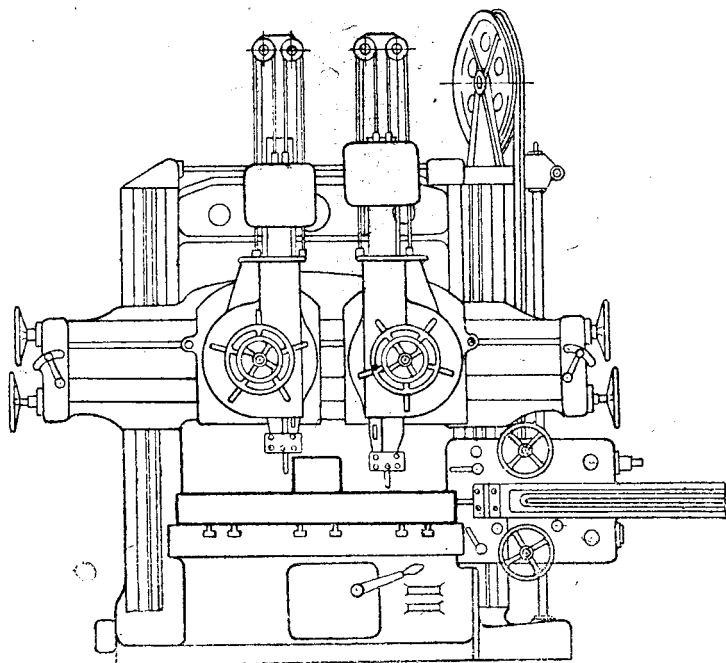
Овальность = $d_{\max} - d_{\min}$ не более $1/2$ допуска



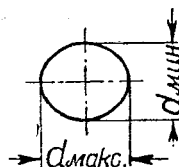
Неровность торцевой поверхности R_z не менее 0,2 мм

Биение наружных поверхностей не менее 0,3 мм

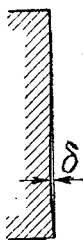
ТОЧНОСТЬ РАБОТЫ НА КАРУСЕЛЬНОМ СТАНКЕ



Допуск на диаметр по второму классу точности



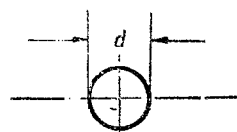
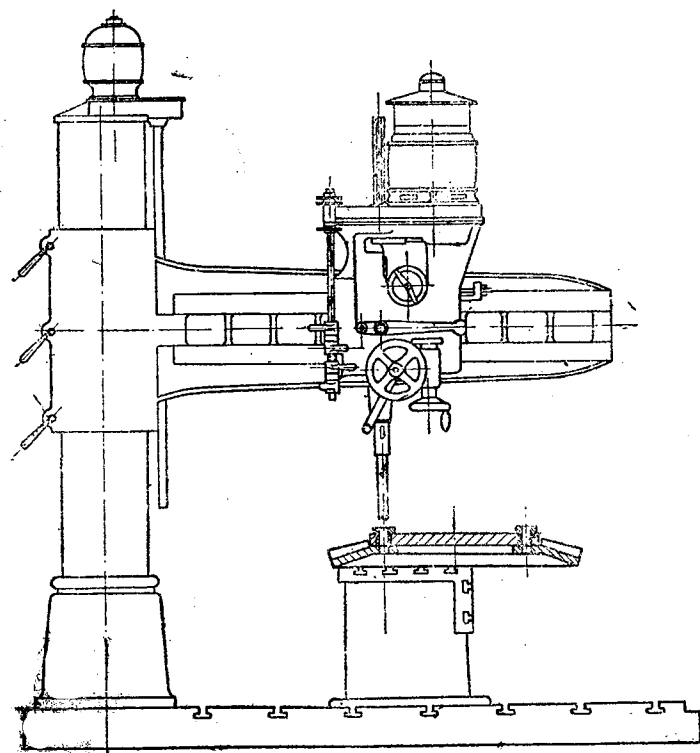
Овальность $= d_{\max} - d_{\min}$
не более $\frac{1}{3}$ допуска на диаметр



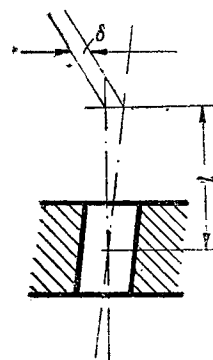
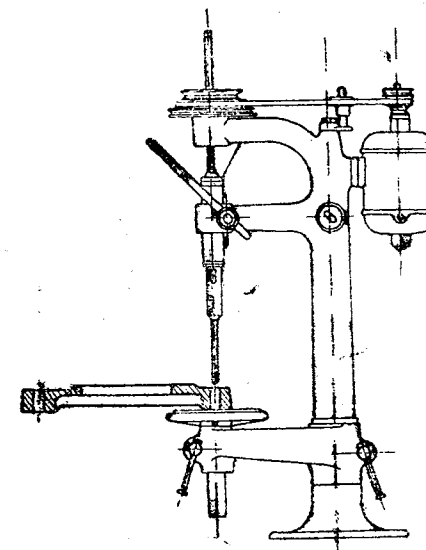
Неровность торцевой поверхности δ не более 0,05 мм

Биение поверхностей, обточенных при обработке с одного установа, индикатором не прощупывается; при двух установках детали на станок — не более 0,05 мм.

ТОЧНОСТЬ РАБОТЫ НА СВЕРЛИЛЬНЫХ СТАНКАХ



Допуск на диаметр отверстия при аккуратной работе по четвертому классу. При сверлении по кондуктору, а также при повторном сверлении допуск по третьему классу



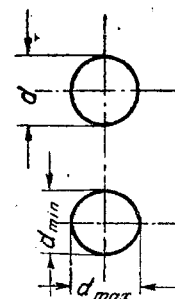
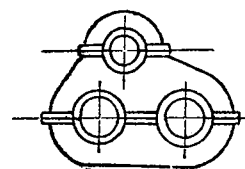
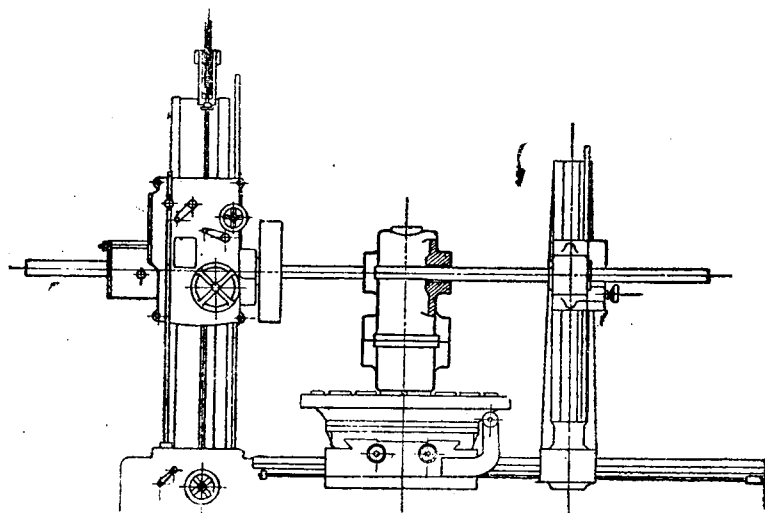
Перекос отверстия $\frac{\delta}{L} \cdot 100$ при сверлении по кондуктору не более 0,01 мм на 100 мм длины

При сверлении по разметке перекосы значительны — не менее 0,03 мм на 100 мм длины

Допуски на расстояние между центрами — см. табл. 36

ТОЧНОСТЬ РАБОТЫ НА РАСТОЧНОМ СТАНКЕ

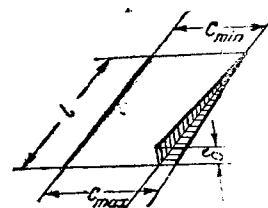
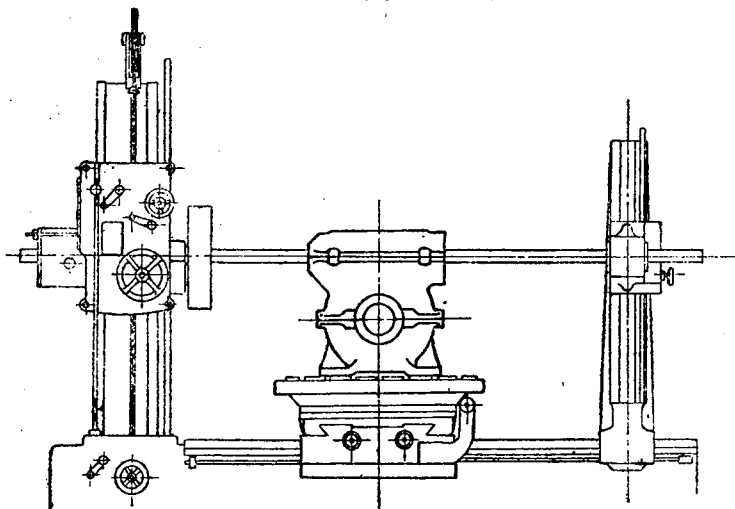
Параллельные отверстия



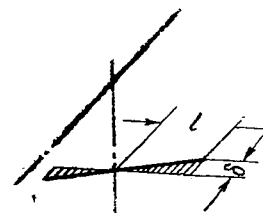
Допуск на диаметр отверстия по второму классу точности

Овальность $d_{\max} - d_{\min}$ не более $\frac{1}{2}$ допуску на диаметр

Перпендикулярные отверстия



Непараллельность осей $\frac{c_{\max} - c_{\min}}{l} \cdot 100$, расположенных при расточке на одном уровне (А и В), не более 0,015 мм на 100 мм длины; расположенных на разных уровнях (А и С), не более 0,03 мм на 100 мм длины. Перекос осей $\frac{\delta}{l} \cdot 100$ — не более 0,015 мм на 100 мм длины при горизонтальном расположении, 0,03 мм на 100 мм длины при вертикальном расположении отверстий

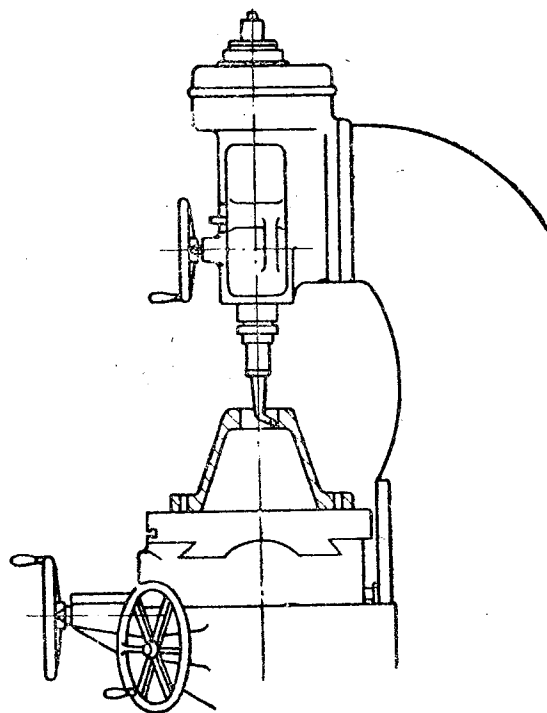
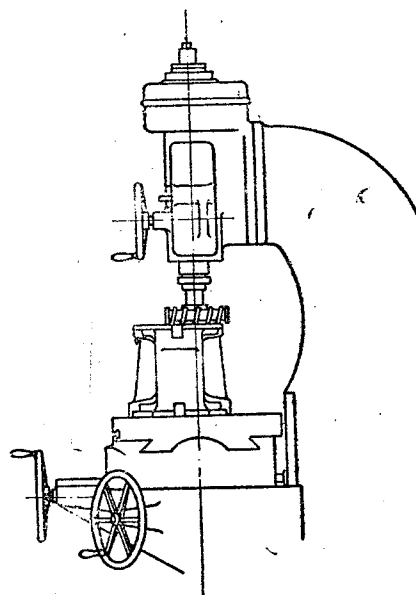
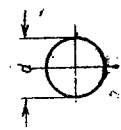
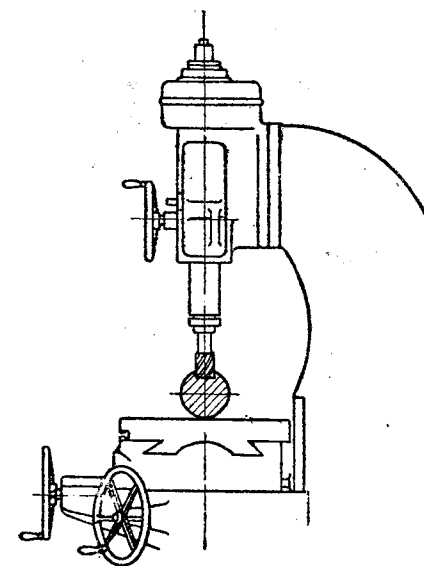
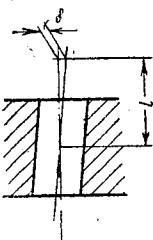


Неперпендикулярность $\frac{\delta}{l} \cdot 100$ — не более 0,02 мм на 100 мм длины

Допуски на расстояния между центрами см. табл. 36

Допуски на длины втулок — см. табл. 33

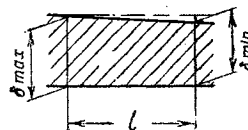
ТОЧНОСТЬ РАБОТЫ НА ВЕРТИКАЛЬНО-ФРЕЗЕРНОМ СТАНКЕ

Расточка
отверстияФрезеровка
плоскостейФрезеровка
шпонокДопуск на диаметр отверстия по второму
классу точностиПерекося отверстия $\frac{\delta}{l} \cdot 100$ — не более 0,01 мм
на 100 мм длины

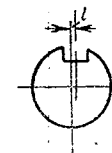
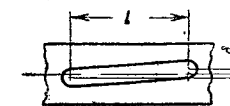
Допуски на расстояние между центрами—см. табл. 36



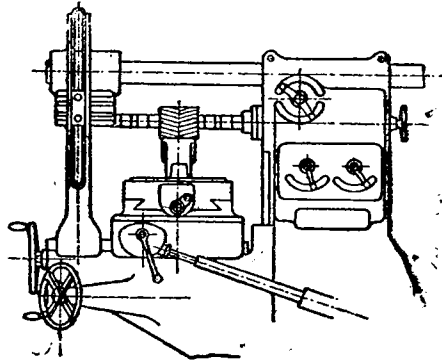
Неровность поверхности—см. табл. 34

Допуск на непараллельность — не
менее 0,05 мм на 100 мм длины

Допуск на расстояние между плоскостями—см. табл. 34

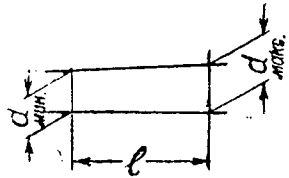
Допуск на ширину паза и неровность плоскостей—см. табл. 42
чистовая фрезеровкаСмещение паза от оси изделия — не более
0,05 ммПерекося паза по отношению к оси
изделия $\frac{\delta}{l}$ — не более 0,2 мм на
100 мм длины

ТОЧНОСТЬ РАБОТЫ НА ГОРИЗОНТАЛЬНО-ФРЕЗЕРНОМ СТАНКЕ

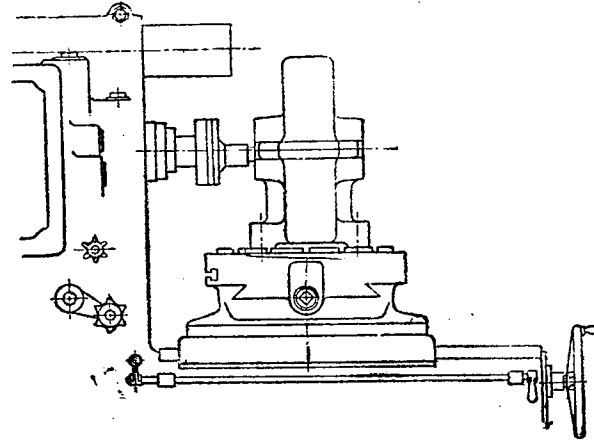


Черновая фрезеровка

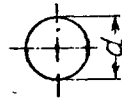
Допуски на расстояние между поверхностями и допуски на неровность см. табл. 34 — черновая фрезеровка



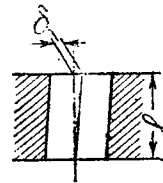
Непараллельность двух плоскостей при черновой фрезеровке = $\frac{a_{\max} - a_{\min}}{l}$ — не более 0,5 мм на 100 мм длины



Расточка отверстий

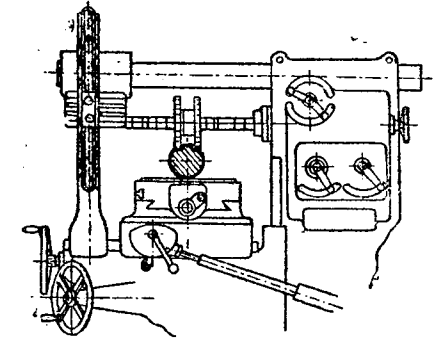


Допуск на диаметр отверстия по второму классу точности



Допуски на расстояние между центрами — см. табл. 36

Перекося отверстия $\frac{\delta}{l} \cdot 100\%$ — не более 0,01 мм на 100 мм длины



Фрезеровка дисковой фрезой

Допуск на расстояние между плоскостями и неровности плоскостей — см. табл. 34 чистовая фрезеровка



Смещение поверхности по отношению к оси изделия не более 0,05 мм. Допуск на глубину фрезеровки t — см. табл. 34 чистовая фрезеровка

Перекося $\frac{\delta}{l}$ фрезеруемых плоскостей по отношению к оси изделия — не более 0,02 мм на 100 мм длины

Карусельный станок (табл. 20) в противоположность лобовому дает возможность обрабатывать детали по второму классу, т. е. поддерживать характер посадки. Кроме того, установка детали, как бы она тяжела и громоздка ни была, на горизонтальный стол очень удобна, и вес детали не вызывает серьезных деформаций станка.

Станок дает размеры по второму классу при очень небольшой овальности, опять-таки в пределах $\frac{1}{2}$ или $\frac{1}{3}$ основного небольшого допуска. Хорошие результаты получаются с точки зрения неровности поверхности, которая не должна быть больше 0,05 мм. Концентричность наружной окружности с одного установа получается полной, т. е. неуловимой индикатором, при двух установках детали — не более 0,05 мм.

Сверлильные станки (табл. 21). При рассмотрении работы сверлильных станков следует различать сверление по разметке и сверление по кондуктору. В первом случае как точность взаимного расположения дыр (см. главу «Допуски на расстояние между центрами»), так и аккуратность исполнения дыр значительно меньше, чем во втором. Хороший сверловщик на станке, находящемся в хорошем состоянии, дает сверленную по разметке дыру по четвертому классу точности. Рабочие более низкой квалификации разваливают дыру, и допуск приходится давать по пятому классу. Сверление по кондуктору дает возможность получить дыру под пробки третьего класса.

При длинных отверстиях очень важно учесть увод сверла и получающуюся в результате этого непараллельность отверстий. Кондуктор в этом случае оказывает незаменимую услугу, уменьшая непараллельность с 0,3 мм на 100 мм длины отверстия при свободной сверловке до 0,1 мм на 100 мм при сверлении по кондуктору. При коротких отверстиях непараллельность не промеряется.

Машинная развертка на станке дает возможность сильно увеличить точность исполнения дыр.

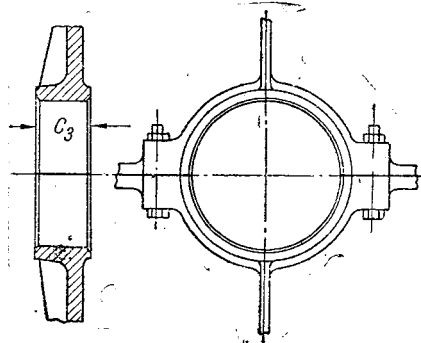
Расточной станок (табл. 22) служит для самых ответственных операций расточки картеров различных механизмов. От работы расточного станка, от точности исполнения картера зависит качество работы механизма. Расточной станок в умелых руках дает прекрасные результаты работы, гарантирующие бесшумность работы шестерен.

Для работы на этом станке ни кондукторов, ни приспособлений не нужно. Надо уметь работать на станке, надо уметь измерять. Мы не касаемся массового производства, где кондуктора нужны с точки зрения стоимости и производительности станка и где их стоимость не ложится тяжелым бременем на стоимость изделия. Для штучного и серийного производства, для которого главным образом и предусмотрены эти станки, можно прямо сказать, что изготавливать кондуктора и приспособления в этом случае не следует.

Станок этот дает большую точность обработки: второй класс не вызывает никаких затруднений. Более того, автору лично долго пришлось вести борьбу с токарями расточного станка завода АРЕМЗ, токарями очень высокой квалификации, которые показывали качество работы на станке, растачивая все отверстия так, что проходная сторона пробки не проваливалась, как полагается, от собственного веса, а входила под небольшим давлением, как по маслу, т. е.

все отверстия, за редкими исключениями, исполнялись по нижнему пределу допуска. Это, конечно, не верно, так как характер посадки рассчитан на размер отверстия, приходящийся ближе к середине, и в результате этого при сборке всегда получался более тугий характер посадки, чем это необходимо. Но токаря добросовестно относились к делу и хотели сделать «как можно лучше».

Соответственно с основным допуском на отверстие по второму классу можно давать на станок очень жесткие задания на овальность — не более $\frac{1}{3}$ допуска. Длины (например длины вкладышей подшипников или длины седел под гнезда шарикоподшипников; фиг. 159) удаются без труда по скобам третьего класса. Следует отметить, что для получения хороших результатов необходимо иметь совершенно равномерный по структуре металл растачиваемой отливки. Свищи, отбеленные участки чугуна совершенно недопустимы.



Фиг. 159. Седло гнезда шарикоподшипника.

Если такой недостаток попадет на поверхности, то вопрос о втором классе отпадает, так как резец, закрепленный на длинной оправке, всегда отожмется.

С точки зрения точности взаимного расположения отверстий станок дает лучшие результаты при горизонтально расположенных отверстиях, когда переход от одного отверстия к другому может быть сделан при помощи перестановки горизонтального стола. В этом случае непараллельность осей отверстий бывает не более 0,015 мм на

100 мм длины (фиг. 160); при вертикальном расположении отверстий, в особенности когда расточка производится сквозной скалкой и необходимо точно регулировать высоту его второго конца, непараллельность получается несколько больше — до 0,03 мм на 100 мм длины. Допуски на расстояние между центрами даны в гл. XV. Здесь только укажем, что абсолютное значение допуска должно выбираться в соответствии с расположением отверстий: при вертикальном расположении больше, чем при горизонтальном.

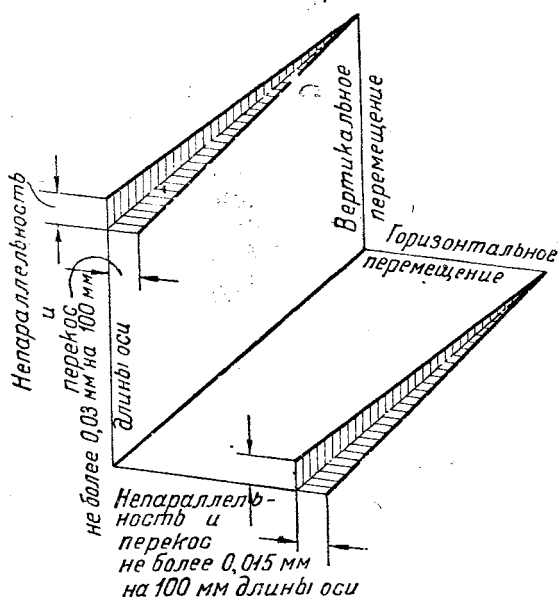
Переходя к вопросу расточки перпендикулярных отверстий, например картеров конических и червячных передач, отметим только, что неперпендикулярность осей не должна превосходить 0,02 мм на 100 мм. Все остальные моменты одинаковы с рассмотренными при разборе вопроса о расточке параллельных отверстий.

Вертикально-фрезерный станок (табл. 23) употребляется для трех видов работ: крупные станки — для фрезеровки поверхностей отливок и для расточки отверстий, аналогично горизонтально-расточному станку, мелкие станки — также для фрезеровки шпоночных канавок торцевыми фрезами в валах.

Точность его работы при расточных работах близка к горизонтально-расточному станку, при фрезеровке поверхностей — продольно-фрезерному. Неровность получающейся поверхности более

0,05 мм, т. е. больше того предела, который допустим для соприкасающихся поверхностей картеров, следовательно, после фрезеровки нужна шабровка. Допуск на непараллельность не менее 0,05 мм на 100 мм длины. При назначении допусков на неровность и непараллельность необходимо принимать во внимание форму и жесткость обрабатываемого изделия. Для больших тонкостенных отливок, в особенности если их установка на станок неудобна, следует давать большие допуски.

О допусках на расстояние между фрезерованными поверхностями см. главу «Допуски на длины».



Фиг. 160. Непараллельность осей отверстий.

Что касается вопроса о расточке отверстий, то как точность самого отверстия, так и относительного расположения отверстий не оставляет желать ничего лучшего: второй класс легко достижим на этом станке.

Переходя к вопросу о шпоночных пазах, необходимо отметить, что чем меньше размер паза, чем меньше фрез, применяемый для фрезеровки канавки, тем меньше точность. Это не касается абсолютного значения ширины паза, которую можно выдержать по плоским предельным калибрам третьего класса, но зато полностью относится к положению паза по отношению к оси вала. Допуск на непараллельность паза к оси вала 0,2—0,3 мм на 100 мм, включая неравность боковых поверхностей, которая обычно бывает в пределах 0,05 мм. Допуск на глубину не более 0,05 мм. Смещение паза от середины вала до 0,2 мм.

Горизонтально-фрезерный станок (табл. 24) и универсально-фрезерный станок. Не касаясь вопроса о фрезеровке зубьев шестерен на горизонтально-фрезерном станке, рассмотрим черновую фрезеровку

цилиндрической фрезой, работу дисковыми фрезами и расточку отверстий. Первая не отличается ни точностью, ни ровностью поверхности. Ошибки в размерах являются следствием неровности самой поверхности, выходящей из-под фрезы, а также деформацией сильно нагруженной скалки. Неровность не менее 0,1 мм. Величина основного допуска при черновой фрезеровке дается в зависимости от размера поверхности (см. главу «Допуски на длины»), но не менее 0,15 мм для малых поверхностей. Непараллельность при черновой обработке в пределах 0,5 мм на 100 мм.

В противоположность черновой фрезеровке фрезеровка дисковой фрезой дает точные результаты. Расстояние между двумя поверхностями для случая, приведенного, например, в табл. 24 справа, можно выдержать по скобам третьего класса. Параллельность двух фрезеруемых поверхностей одна по отношению к другой полная. Непараллельность обеих поверхностей по отношению к оси изделия не более 0,05 мм на 100 мм.

По способу, указанному в табл. 24 на фигуре справа, изготавливаются шлицевые валики в том случае, когда нет подходящих червячных фрез. Часто встречающейся ошибкой при такой работе является смещение шлицев по отношению к оси валика.

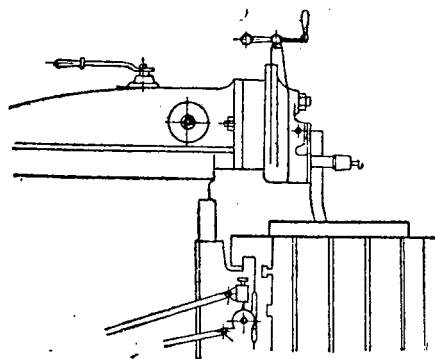
Расточные работы производить на горизонтально-фрезерном станке менее удобно, чем на расточном или на вертикально-фрезерном, но вполне возможно. Точность работы в этом случае не уступает расточному и вертикально-фрезерному станкам. Второй класс для отверстий удается без особого труда, параллельность отверстий хорошая, расстояние между центрами можно выдержать точно.

Поперечно-строгальный станок (табл. 25). Нельзя сказать, что поперечно-строгальный станок (шепинг) давал бы высокое качество обработанной поверхности. Главное применение его — обдирочные работы под один треугольник; чистовые работы на нем, конечно, вполне возможны, но добиться того, чтобы на поверхности не было следов резца, не удастся. Кроме того, начало и конец хода всегда в большей или меньшей степени отмечены небольшим бугорком и завалом, увеличивающим неровность поверхности. Только на прекрасном содержащемся станке, при высокой квалификации рабочих можно добиться хорошей ровной поверхности, ставя допуск на неровность не более 0,05 мм. Непараллельность двух плоскостей удастся в пределах 0,05 мм на 100 мм длины. Неперпендикулярность двух плоскостей (*a* и *b*, фиг. 161) при обработке с одного установка не более 0,04 мм на 100 мм длины. Допуск на толщину или расстояние между поверхностями здесь не разбираем, относя этот допуск в главе «Допуски на длины».

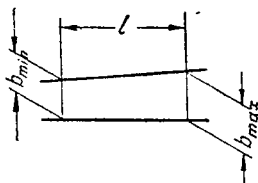
Долбежный станок (табл. 26) по конструкции и по точности работы очень близок к шепингу, но по назначению резко от него отличается. Основным назначением долбежного станка является изготовление шпоночных пазов в ступицах шестерен, шкивов, муфт и пр.

Довольно точно удастся на этом станке выдержать ширину паза — под пробку (вернее, предельный плоский калибр) четвертого класса и выше. Что касается неровности и непараллельности дна паза, то здесь допуски выходят значительно грубее. Неровность дна паза

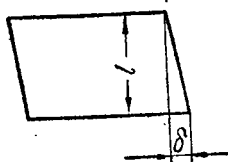
ТОЧНОСТЬ РАБОТЫ ПОПЕРЕЧНО-СТРОГАЛЬНОГО СТАНКА



Допуск на расстояние между плоскостями и на неровность—см. табл. 34
чистовая строжка

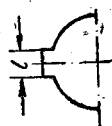


Допуск на непараллельность двух плоскостей—не более 0,05 мм на 100 мм
длины

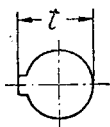
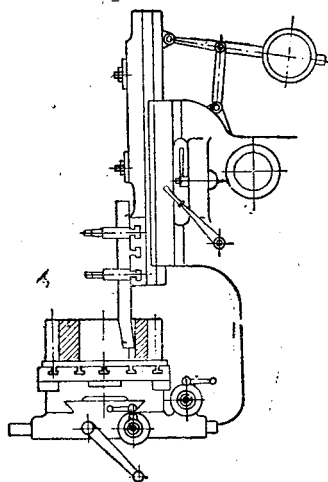


Допуск на неперпендикулярность двух поверхностей—не более 0,04 мм на
100 мм длины

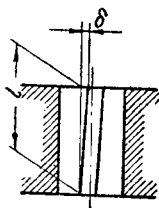
ТОЧНОСТЬ РАБОТЫ ДОЛБЕЖНОГО СТАНКА



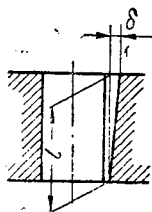
Допуск на ширину паза b и на неровность боковых поверхностей — см. табл. 34 чистовая строжка



Допуск на глубину паза t — не менее 0,2 мм

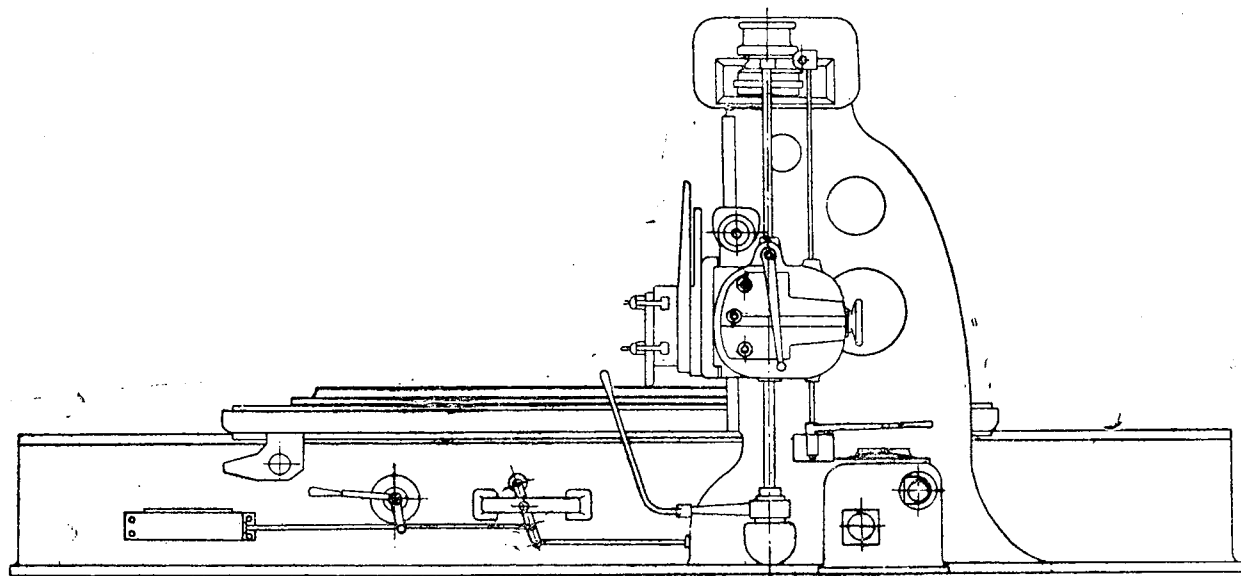


Допуск на перекося боковых сторон паза $\frac{\delta}{l}$ к оси изделия — не более 0,05 мм на 100 мм длины

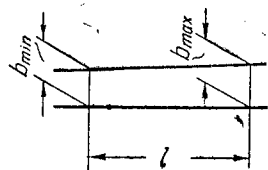


Допуск на перекося дна паза к оси изделия — не более 0,15 мм на 100 мм длины

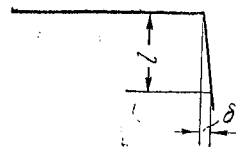
ТОЧНОСТЬ РАБОТЫ НА ПРОДОЛЬНО-СТРОГАЛЬНОМ СТАНКЕ



Допуск на расстояние между плоскостями и неровность — см. табл. 34 — чистовая строжка



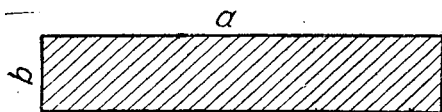
Непараллельность двух плоскостей $= \frac{b_{\max} - b_{\min}}{l}$ — не более 0,01 мм на 100 мм длины



Неперпендикулярность двух плоскостей $\frac{\delta}{l}$ — до 0,05 мм на 100 мм длины

до 0,03 мм; непараллельность паза оси изделия до 0,15 мм на 100 мм длины. Следствием этого является то, что допуск на глубину паза приходится давать значительным — 0,1 мм и более (см. ниже — «Допуски на шпонки»).

Если перейти к вопросу об изготовлении ступиц со шлицами на этом станке, то придется признать, что точность его работы невысока, и необходимо давать большие боковые зазоры, чтобы избежать припиловки шлицев. Качественное шлицевое отверстие можно получить только протяжкой. Шлицы с долбежного станка всегда бывают сме-



Фиг. 161. Перпендикулярность строганой поверхности.

щены и перекошены, причем эти смещения и перекосы выходят далеко за пределы разрешенных допусков (см. ниже гл. XVII).

Продольно-строгальный станок (табл. 27). Этот станок дает очень точные результаты работы при обработке крупных деталей,

в особенности с точки зрения параллельности плоскостей, которая не выходит за пределы 0,01 мм на 100 мм длины. Неровность на больших плоскостях не более 0,05 мм.

Что касается неперпендикулярности двух плоскостей (фиг. 161), то она достигает больших значений — до 0,05 мм на 100 мм длины. Абсолютные значения допусков на длины — см. гл. XIV.

Трудно поддаются обработке на продольно-строгальном станке соприкасающиеся поверхности чугунных картеров. Причиной этого является сосредоточенное давление резца на одной точке картера. В результате этого картер в большей или меньшей степени деформируется и результаты обработки бывают невысокого качества. Черновая обработка картеров на продольно-строгальном и поперечно-строгальном станках вполне возможна при условии последующей фрезеровки поверхностей наборной фрезой на вертикально-фрезерном станке, с окончательной доводкой шабровкой.

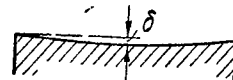
Продольно-фрезерный станок (табл. 28) служит главным образом для обработки поверхностей отливок наборными фрезами.

Большие преимущества его в том, что на нем можно обрабатывать одновременно несколько поверхностей. Точность его работы следующая: неровность поверхности от 0,05 до 0,1 мм в зависимости от величины поверхности и жесткости обрабатываемой детали, непараллельность, а также неперпендикулярность около 0,05 мм на 100 мм длины. Абсолютное значение допусков на длины см. в гл. XIV.

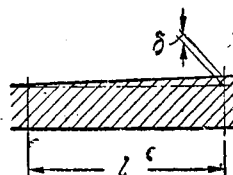
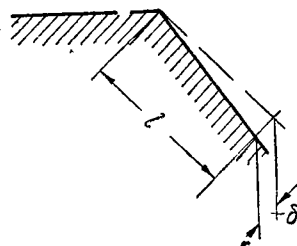
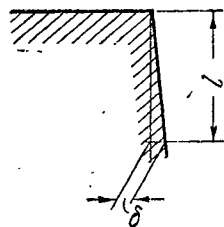
Плоскошлифовальный станок (табл. 29). Этот станок дает хорошие результаты на небольших деталях и сравнительно неважные при больших деталях. Причиной этого является износ камня, который исключает возможность получения геометрически правильных плоскостей. Вследствие этого допуск на расстояние между поверхностями зависит от величины поверхности (см. гл. XIV «Допуски на длины»), причем необходимо различать детали по форме. Например, длинную, узкую ленту, не шире камня, можно шлифовать с большой точностью. Неровность будет не более 0,02 мм; непараллельность двух поверхностей не более 0,01 мм на 100 мм длины.

ТОЧНОСТЬ РАБОТЫ НА ПРОДОЛЬНО-ФРЕЗЕРНОМ СТАНКЕ

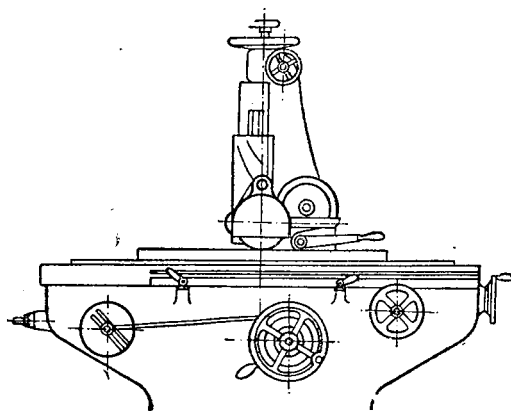
Допуски на длины между поверхностями — см. табл. 34



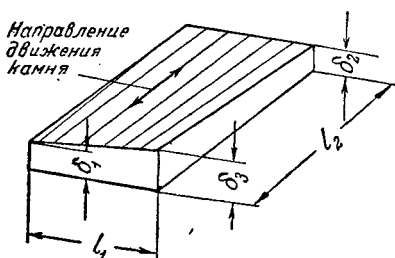
Неровность поверхности — не менее 0,05 мм

Непараллельность двух поверхностей δ — не более 0,05 мм на 100 мм длиныНеперпендикулярность двух плоскостей или ошибка в угле между ними $\frac{\delta}{l}$ — более 0,05 мм на 100 мм длины

ТОЧНОСТЬ РАБОТЫ НА СТАНКЕ ДЛЯ ПЛОСКОЙ ШЛИФОВКИ



Допуск на толщину изделия и на неровность — см. табл. 34



Непараллельность двух плоскостей вдоль перемещения камня

$$\frac{\delta_3 - \delta_2}{l_2} \text{ — не более } 0,01 \text{ мм на } 100 \text{ мм}$$

длины, поперек перемещения камня

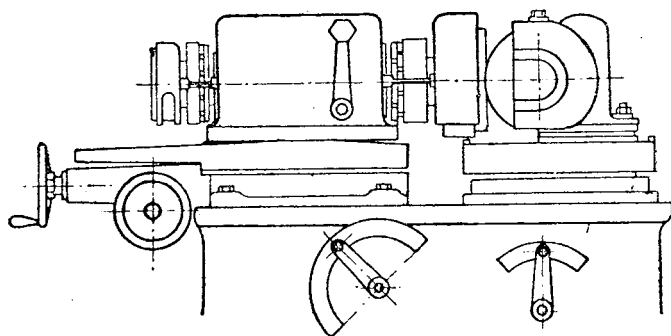
$$\frac{\delta_3 - \delta_1}{l_1} \text{ — не более } 0,03 \text{ мм на } 100 \text{ мм}$$

длины

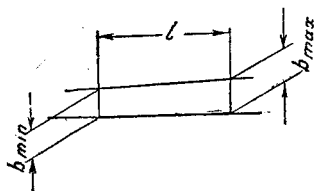
Если же необходимо шлифовать прямоугольник в несколько проходов, то при данной небольшой ошибке вдоль каждого прохода получается большая неточность при промерах перпендикулярно к проходам, т. е. в направлении l_2 точность будет хорошая, тогда как в направлении l_1 точность будет значительно хуже. Непараллельность плоскостей, шлифованных таким образом, доходит до 0,03 мм на 100 мм.

Станки для торцевой шлифовки (табл. 30) встречаются двух типов: с вертикальным и горизонтальным шпинделем. Точность этих станков, в особенности при больших шлифовальных кругах, больше, чем плоскошлифовального станка; для крупных изделий неровность не более 0,03 мм; непараллельность плоскостей не более 0,01 мм на 100 мм по всем направлениям.

ТОЧНОСТЬ РАБОТЫ НА СТАНКЕ ДЛЯ ТОРЦОВОЙ ШЛИФОВКИ



Допуск на толщину изделия и на неровность — см. табл. 34



Допуск на непараллельность двух плоскостей — не более 0,01 мм на 100 мм длины поверхности

Кончая разбор точности работы различных станков, необходимо отметить, что список их далеко не полон и сведения, сообщенные выше, дают только общее представление об ошибках, которые зависят от многих не выявленных измерениями причин. Дальнейшая работа, надо надеяться, даст возможность выявить более точно и основательно причины и размеры ошибок и даст в руки конструкторов основной материал для подсчета допусков.

Приведенные данные относятся, как сказано раньше, к советским и импортным европейским станкам, проходящим периодический высококачественный ремонт, опыт работы на массивных американских станках может дать другие результаты.

ГЛАВА XII

БОЛЬШИЕ ДОПУСКИ

В тех случаях, когда большая точность размера не нужна и для обмера можно применить только грубые измерительные инструменты, на чертежах ставят большие допуски.

При минимальных значениях больших допусков исходят только из свойств измерительного инструмента; они ни в коем случае не являются следствием возможностей механической обработки, при которой допуски обычно значительно выше. При этом необходимо отметить, что они рассчитаны для обмера самыми грубыми измерителями — штангель-колумбусом, нутромером, кронциркулем, линейкой и для очень больших размеров — рулеткой.

Можно встретить определение больших допусков, как допусков на те размеры, на которые конструктором на чертеже не представлено допуска. Эту установку необходимо считать неправильной, являющейся следствием низкой квалификации конструкторов и чертежников, неумеющих ставить размеры и назначать допуски.

В гл. IV было указано, что все размеры следует делить на три группы:

- 1) конструктивные теоретические размеры;
- 2) производственно-контрольные размеры;
- 3) габаритные размеры.

Из этих трех групп первая включает в себя абсолютно точные теоретические размеры; в чертежах они даются без допусков.

Третья группа дается обычно со значком ∞ , так как точная величина размера в данном случае не важна.

Вторая же группа размеров необходима цеховым работникам и представляет ту группу размеров, которые должны быть даны с допусками. Постановка допусков на все размеры второй группы вполне возможна и необходима. Если у этих размеров нет допусков, то это необходимо считать упущением конструктора. Напротив того, постановка допусков у теоретических и габаритных размеров совершенно бессмысленна.

Итак, большие допуски — это допуски, которые должны быть учтены конструктором при проектировании самых грубых работ и представлены у соответствующих размеров. Оставлять размеры без допусков нельзя, так как нередко случаи, когда рабочие низких квалификаций выходят за всякие границы, ошибаясь на 5—10 мм и более. С другой стороны, если на чертеже допуска нет, то рабочий часто напрасно обрабатывает деталь с излишней точностью, контролер также часто в случае грубого неточного исполнения попадает в труд-

БОЛЬШИЕ ДОПУСКИ

Измерительный инструмент	Номинальный размер мм	Допуск мм
Колумбус	От 3 до 6 Св. 6 „ 10 „ 10 „ 18 „ 18 „ 30 „ 30 „ 50 „ 50 „ 80	0,5 0,6 0,7 0,8 0,9 1,0
Кронциркуль и ну- тrometer	Св. 80 до 120 „ 120 „ 180 „ 180 „ 260 „ 260 „ 360 „ 360 „ 500	1,2 1,4 1,6 1,8 2,0
Метр	Св. 500 до 640 „ 640 „ 800 „ 800 „ 1000	2,25 2,5 2,75
Стальная рулетка	Св. 1000 до 1250 „ 1250 „ 1600 „ 1600 „ 2000 „ 2000 „ 2500 „ 2500 „ 3150	3,0 3,5 4,0 4,5 5,0

ное положение. Большой же допуск, проставленный на чертеже, не ставит трудностей при исполнении, но устраняет небрежности в работе цехового персонала. Кроме того, он дает в руки конструктора хорошую основу для подсчета необходимых зазоров, которые должны быть настолько большими, чтобы покрывать всевозможные ошибки исполнения, даже в том случае, если они все будут односторонними.

Переходя к вопросу об абсолютных значениях допусков, необходимо указать, что большие допуски обычно даются двусторонними, так как ошибки отсчета могут быть в обе стороны от истинного значения.

Это бывает следствием того, что основным измерительным инструментом в данном случае является линейка, отсчет по которой производится без всяких приспособлений и весь допуск покрывается ошибками отсчета. Но подобный метод простановки больших допусков несколько противоречит требованию Бакингема (см. выше гл. IV) ставить всегда минусовый допуск к размеру максимального количества металла. При минусовом допуске можно следить при обмерах только за тем, чтобы размер был меньше номинала, что также удобно при отсчетах.

Абсолютные значения допусков в зависимости от обмеряемой длины даны в табл. 31. Необходимо отметить, что этим допускам может удовлетворить не только механическая и слесарная обработка. Электросварка деталей при внимательном отношении со стороны сборщиков и сварщиков может производиться также по этим допускам. Большой помехой при сварке является коробление деталей, на которое следует обращать большое внимание и принимать всевозможные предупредительные меры.

Допусками еще более грубыми, чем большие допуски, являются допуски на «свободные» или, как говорят американцы, «атмосферические» поверхности, т. е. поверхности деталей, не приходящие в соприкосновение с какими-либо деталями. Эти допуски ставятся обычно с округлением до 0,5 или 1,0 мм.

ГЛАВА XIII

ДОПУСКИ НА ВАЛ-ОТВЕРСТИЕ

Вопросы промера абсолютных размеров валов и отверстий в настоящее время настолько проработаны и освещены в литературе, что на них можно не останавливаться. Следует только отметить, что, кроме абсолютного размера диаметра шейки вала, необходимо всегда проверять ошибки формы. Для этого каждый вал следует ставить на центры и индикатором проверять биение всех посадочных мест. Если на заводе имеется машина для проверки валов (фиг. 138), то не следует упускать возможности проверить индикатором конусность. Отверстие обычно на биение не проверяют, так как чаще всего оно является базой, по отношению к которой производится промер ошибок формы других поверхностей. Описание подходящих примеров промера ошибки формы дано в гл. VIII, и здесь на нем останавливаться не будем.

Изготовление валов и отверстий также находится на должной высоте. Конструкции токарных стасв настолько разработаны, что допускают изготовление валов и отверстий с большой точностью. Шлифовальные станки и улучшают, и удешевляют работу токарного станка.

Выше уже было отмечено, что на токарном станке можно обрабатывать детали по второму классу при размерах выше 20—30 мм, меньшие размеры удаются по третьему классу, большие размеры, начиная от 150—180 мм — по первому. Моментами, ограничивающими точность изготовления, являются:

а) вес детали — обработка тяжелых деталей по первому классу не удается;

б) длина обработанной части — при длине больше $1,5-2 d$ следует переходить на более низкий класс точности;

в) состояние станка — на тех заводах, где не делают разницы между черновыми и чистовыми станками, точная работа не удается. Чтобы владеть характером посадок, т. е. точить детали минимум по второму классу точности, необходимо разбить все станки на чистовые и черновые. Чистовые станки нельзя напрягать; на них нельзя брать больших стружек; их следует оставлять только для последнего чистового прохода.

Таким образом вопрос об изготовлении валов и отверстий с точностью, необходимой для получения определенного характера посадки, является вопросом квалификации цехового персонала, но не токарей. При правильной постановке дела в цехе токарь 3—4 разряда точит детали по второму классу без особого труда.

Причиной того, что цех не работает по допускам, например, второго класса, обычно является отсутствие измерительного инструмента.

Другой причиной часто является неумение администрации цеха взять от станков все, что они могут дать. Более легким решением является переход на более низкий класс точности, с объяснением, что завод не в состоянии работать по более высокому классу. Это путь неверный и на него становиться не следует.

Часто в оправдание перехода на более низкий класс ссылаются на возможность сборки подбором деталей. Этот метод сильно увеличивает четкость характера посадки, и несмотря на пониженную точность изготовления, можно добиться тех же результатов, что и при точной работе. Теоретически это верно, но практически к данному вопросу никакого отношения не имеет. На заводах массового производства, где родилась и получила распространение сборка подбором деталей, второй и первый классы точности обычно не вызывают затруднений. Сборка подбором в этом случае дает еще большее повышение качества машины.

Теория учения о допусках вал-отверстие говорит, что при втором и при первом классах точности могут быть случаи совпадения, например, валов, близких по размерам к верхнему пределу допуска, с отверстиями, близкими к нижнему пределу допуска. В этом случае соединение будет иметь характер, отличающийся от назначенного, т. е. на практике ни второй, ни первый классы не гарантируют характера посадки. Чтобы получить действительно четкий характер посадки, допуски нужно сузить еще в несколько раз. В настоящее время это практически недостижимо, и приходится идти на метод сборки подбором.

На заводах штучного и мелкосерийного производства, где часто говорят о применении метода подбора деталей, разбивать детали на группы не приходится, ввиду их малого количества. В большинстве случаев заводами штучного и мелкосерийного производства являются заводы тяжелого и среднего машиностроения. Детали, изготавлиющиеся на этих заводах, имеют большие размеры и стоят уже в виде полуфабриката относительно дорого. Забраковать крупную дорогую деталь из-за не выдержанного характера посадки слишком чувствительно для цеха, а принять невозможно. Это и является причиной того, что на таких заводах особенно надо стремиться к повышенной точности работы. Если это не удастся, то следует оставаться на старом методе индивидуальной подгонки, а не переходить на более грубые классы.

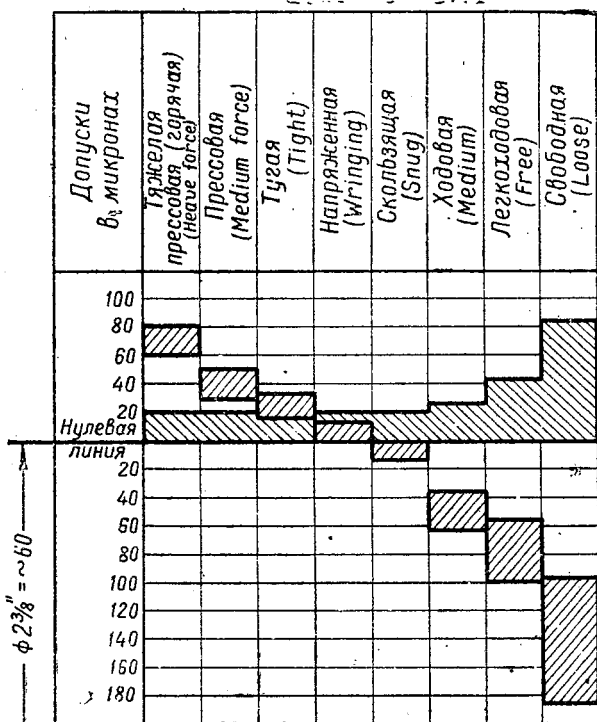
Не будем больше останавливаться на вопросах изготовления валов и отверстий. На многих заводах эти элементы обычно считаются наиболее легкими, не требующими большого внимания. Проверка их абсолютных размеров находится обычно всецело в ведении браковщиков и не отнимает внимания контролеров.

С другой стороны, количество случаев, где требуется выдержать характер посадки на машине, незначительно. Далее элемент вал-отверстие вовсе не является краеугольным камнем взаимозаменяемости.

На этом вопросе больше можно не останавливаться и перейдем прямо к выбору посадок при проектировании машины, а также к выбору ряда посадок при нормализационных работах на заводах.

При проектировании какой-либо машины конструктору обычно необходимо соединить вместе две детали, причем известна будущая взаимная работа этих деталей. Например известно, что эти детали:

- 1) должны представлять собой одно целое тело без каких-либо добавочных средств крепления (бандаж паровозного колеса и ступица);
- 2) должны быть плотно соединены одна с другой, но должны разбираться (шпоночное соединение);



Фиг. 162. Проект посадок ASME.

3) должны легко собираться и проворачиваться одна в другой (валики и рычаги тормозов);

4) должны вращаться одна в другой при небольших оборотах;

5) должны быстро вращаться одна в другой и т. д.

Таким образом перед глазами конструктора есть целый ряд случаев, когда требуется определенный характер посадки, причем число этих случаев не бесконечно велико. При сборке необходимо отличать, например, легкопрессовую посадку от напряженной или плотной. Все они неподвижны, но первая возможна только под прессом; при сборке деталей, выточенных под напряженную посадку, можно применять свинцовый молоток; при плотной посадке детали собираются деревянным молотком.

Соединение, выточенное по ходовой посадке, хорошо работает при небольшом числе оборотов вала; быстроходные валы требуют легкоходовой или широкоходовой посадки, иначе подшипники будут греться.

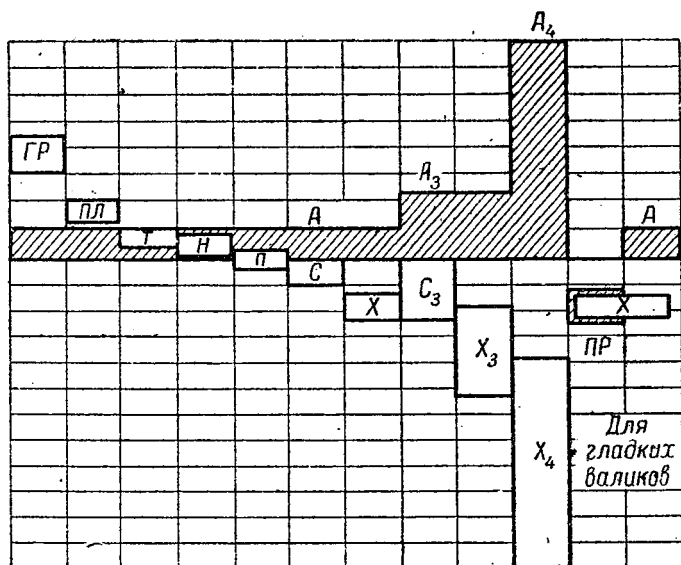
Конечно, если мы будем применять специальные приборы, например указатели давлений на прессах, или мерить температуру шейки вала, то мы будем различать посадки гораздо тоньше. Но это вовсе не нужно. Небольшого количества в 6—10 ярко выраженных по характеру посадок вполне достаточно для того, чтобы спроектировать любую машину. Лучшим доказательством этого положения может служить проект американского стандарта ASME (фиг. 162), имеющий всего восемь посадок. По пути ASME и надо идти на каждом заводе, исходя из необходимых характеров посадок. Проект ASME интересен еще тем, что, имея всего восемь посадок вместо нескольких десятков наших, он дает большинство из них по первому классу, т. е. он прямо предлагает всем американским заводам в тех случаях, когда необходимо выдержать характер посадки, работать по первому классу точности. Никаких других классов точности, представляющих собой уступки неумеющим работать лицам, проект не дает. В тех случаях, когда это можно, проект ASME переходит на наш второй класс (ходовая посадка — Medium) и даже на третий класс (свободная посадка — Loose), очевидно не считая нужным повышать стоимость обработки. Зачем назначать узкие допуски при легкоходовой посадке (Free), если зазор в ней настолько велик, что величины допусков могут быть увеличены за счет колебаний зазора.

Итак, не класс точности надо выбрать для завода, а ряд посадок из всех классов точности — по потребностям завода. Надо сказать прямо, что с точки зрения заводских нужд большое количество европейских посадок и деление на классы точности не имеют под собой почвы.

На фиг. 163 даны посадки, выбранные для применения на заводе АРЕМЗ. Прежде всего отметим, что в ней нет ярко выраженного уклона в сторону системы вала или отверстия. В ней выбраны четыре отверстия: A , Pr , A_3 и A_4 . Три из этих отверстий взяты из системы отверстия ОСТ, одно (Pr) — по системе вала. Сделано это так, не считаясь с развертками, в результате требований проектов машин. Нельзя останавливаться на одном отверстии второго класса, так как исполнять все отверстия в машине по второму классу — бесцельно и дорого. Часто бывает вполне достаточно исполнения детали по допускам третьего класса. Что касается отверстия четвертого класса, то это самое распространенное отверстие. Выше, в гл. XI, мы видели, что при хорошей работе из-под сверла получается прямо отверстие четвертого класса. При токарях низкой квалификации лучше давать допуск по четвертому классу, чем по таблице больших допусков, — брака будет меньше. Причина такого парадоксального вывода в том, что при работе по штангелю с нониусом токаря низкой квалификации часто ошибаются в чтении размера и исполняют детали, разнящиеся от требуемых на целые миллиметры. При работе же по скобе и пробке ошибок бывает гораздо меньше, затруднений же

при работе по четвертому классу не бывает даже у самых слабых токарей.

Вопрос можно поставить так: почему четвертый класс, а не пятый? Можно взять и пятый класс. Для заводов низкой технической культуры пятый класс пойдет легко, четвертый же, в особенности при сверлильных работах, потребует напряжения сил и внимания.



Фиг. 163. Посадки АРЕМЗ.

Вопрос о том, можно ли работать только по одной системе отверстия, надо считать решенным в отрицательную сторону. Гладкий валик настолько конструктивно удобен, что пренебрегать им ради принципа нельзя. Вместе с тем переходить на систему вала и лишаться конструктивных удобств системы отверстия нерационально¹. Все это вызывает необходимость комбинировать эти системы, забывая о принципиальных установках.

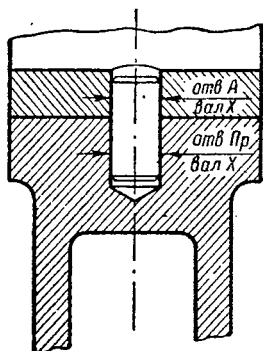
Гладкий валик не требует такого изобилия характера посадок, которое приведено для основного ряда. Обычно вполне достаточно одной свободной посадки и одной неподвижной, которые применяются, как указано на фиг. 164 и 165. При этом мы получаем два характера посадки, удовлетворяющие большинству конструктивных случаев:

- а) отв. $Пр + \text{вал } X$ = напряженная посадка,
- б) отв. $A + \text{вал } X$ = ходовая посадка.

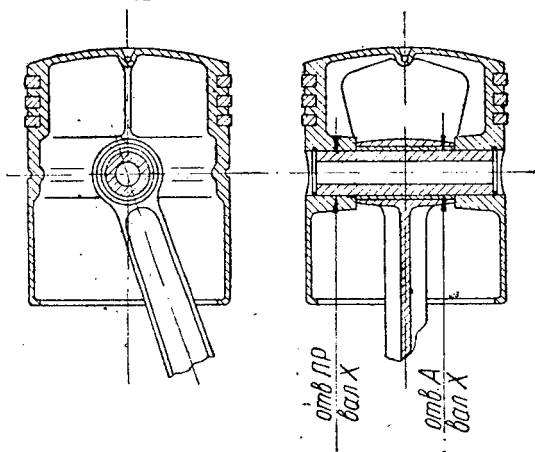
Таким образом, добавив одно отверстие, получаем возможность использовать конструктивные преимущества гладкого валика.

¹ Система вала при первом взгляде обещает предоставить возможность переводить работавшие развертки из одной посадки в другую, из одного класса в другой, сохраняя их размер, но это неверно. Перешлифовка работавшей развертки требует 0,2—0,3 мм диаметра для вывода овальности, эксцентрисичности и боя что далеко превосходит все ступени в таблицах допусков.

Для этих всех отверстий приходится держать два ряда разверток **A** и **Пр**. Для отверстий **A₃** разверток можно не держать, так как они



Фиг. 164. Штырь.



Фиг. 165. Поршень.

легко получаются из-под резца, а также из-под сверла при сверловке по кондуктору. В редких же случаях всегда можно развернуть разверткой под второй класс.

Посадки

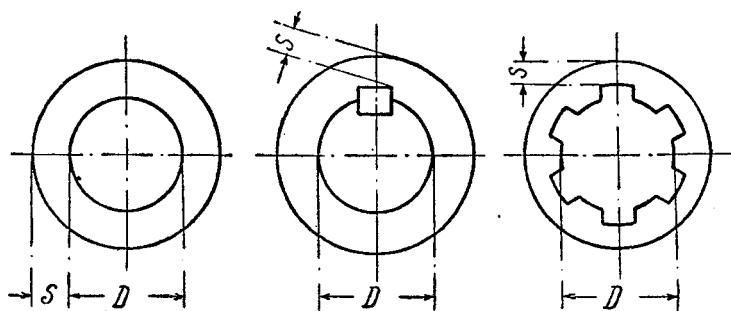
Перейдем теперь к рассмотрению различных посадок, их характера и случаев их применения.

Горячая и легкопрессовая посадки. Эти две посадки с точки зрения конструкторов представляют собой одно и то же. Назначение их — соединить две детали так, чтобы они представляли собой одно тело без посторонних средств крепления¹. Легкопрессовая посадка применяется при небольших диаметрах деталей, горячая — для больших в тех случаях, когда запрессовка неудобна из-за невыгодных конструктивных форм, например при посадке ободов и бандажей на ступицы (фиг. 166). Благодаря большому натягу после напрессовки в деталях возникают большие напряжения. Эти напряжения в деталях нетрудно подсчитать по формуле Ляме, и это необходимо делать, так как в противном случае ступица может или деформироваться, причем характер посадки потеряется, или даже треснуть. Избежать этого можно, увеличивая диаметр кольца — ступицы — и таким образом уменьшая напряжение. В табл. 32 даны размеры ступиц из различных металлов при соответствующих посадках², которые могут быть полезны конструкторам при проектировании.

¹ Характеристики посадок в основном взяты по ASME.

² Подсчитана Р. И. Гостевым.

ДИАМЕТРЫ СТУПИЦ

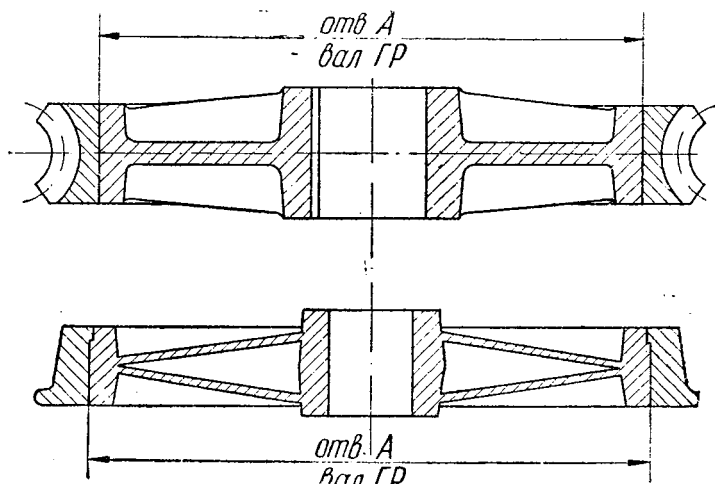


Диаметр вала <i>D</i>			Сталь при на- пряжении в ступице 1300 кг/см ²				Чугун при на- пряжении в ступице 450 кг/см ²				Бронза при напряжении в ступице 600 кг/см ²			
			Посадки											
			Плотная и подвижные	Напряжен- ная	Тугая	Легкопрес- совая	Плотная и подвижные	Напряжен- ная	Тугая	Легкопрес- совая	Плотная и подвижные	Напряжен- ная	Тугая	Легкопрес- совая
<i>S</i> — толщина стенки ступицы в мм														
От	6 до	10	3	4	—	—	5	5	—	—	3	4	—	—
„	10 „	18	3	4	5	—	5	6	8	—	4	5	6	—
„	18 „	30	4	5	6	—	6	8	10	—	5	6	8	—
„	30 „	50	5	6	8	12	8	10	12	25	6	8	10	25
„	50 „	80	6	8	12	17,5	10	12	17,5	30	8	10	12	30
„	80 „	120	8	10	15	25	15	18	25	35	10	12	15	35
„	120 „	180	10	15	20	35	20	25	30	50	12	15	20	40

Для стали можно применять также прессовую посадку — прочности стальной ступицы бывает достаточно. Для чугунных ступиц этого делать не следует, так как их можно порвать. Один довольно распространенный случай не входит в эту таблицу: запрессовка бронзовых тонкостенных втулок в корпуса неразъемных подшипников (фиг. 167). Обычно втулки вытачиваются с большим натягом, который при запрессовке вызывает во втулке большие внутренние напряжения, превосходящие предел текучести бронзы. Втулка деформируется и садится. Для получения необходимого размера отверстия ее приходится после запрессовки развертывать.

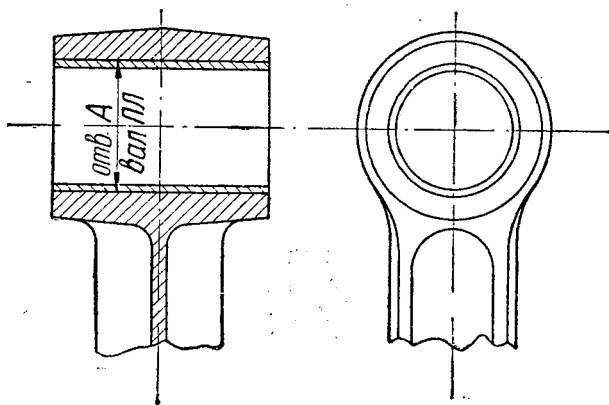
Тугая посадка. Эта посадка имеет сравнительно малое распространение и применяется для деталей, не подлежащих разборке, например при напрессовке казенной части орудия на ствол. Необходимо дополнительное крепление от проворачивания при передаче момента.

Напряженная посадка — наиболее распространенная из всех неподвижных посадок, благодаря ее применению у шпоночных соединений. Детали, выточенные по этой посадке, можно собирать при по-



Фиг. 166. Примеры горячей посадки.

мощи свинцовой кувалды, но лучше это делать под прессом. Все неточности исполнения и случаи сочетания крайних допустимых размеров деталей ярко сказываются на характере посадки, так как

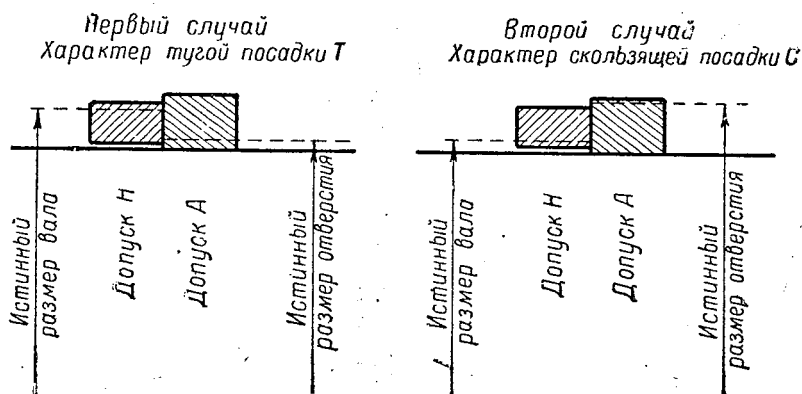


Фиг. 167. Бронзовая втулка.

не исключен случай получения вала меньшего или равного диаметра отверстию (случай скользящей посадки, фиг. 168). Следствием чего к этой посадке при большем количестве деталей как нельзя лучше подходит способ подбора деталей, при котором валы и отверстия разбиваются на группы: большие валы сочетаются с большими, меньшие с меньшими. При таком методе сборки характер посадки будет выражен гораздо ярче, чем при смешанной сборке.

Плотная посадка. Детали, выточенные по этой посадке, собираются под ударами деревянного молотка. Применяется эта посадка в тех случаях, когда нужна хорошая плотная центровка. Отсутствие зазора позволяет рассчитывать на обязательное соприкосновение металла с металлом в этом случае.

Если подойти к перечисленным выше посадкам с точки зрения взаимозаменяемости, то придется отметить, что они не принадлежат к числу взаимозаменяемых, и американский проект стандарта назначает им сборку подбором деталей. Причина этого в том, что даже при узких допусках проекта ASME, соответствующих нашему первому классу, благодаря возможным, отмеченным выше, неудачным совпадениям размеров характер посадки не бывает постоянным, строго выдержанным (фиг. 168).



Фиг. 168. Напряженная посадка.

Кроме того, практика говорит, что повторная запрессовка деталей в результате выравнивания микроскопических неровностей обработки приводит к ослаблению плотности посадки. Следствием этого является то, что при замене одной детали другой, мы всегда получаем более слабое соединение, чем при первичной запрессовке.

Приводимые ниже посадки принадлежат к числу подвижных и имеют большие или меньшие зазоры, — они всегда взаимозаменяемы.

Скользящая посадка. Эта посадка не предназначена для вращающихся деталей. Она часто применяется для центровки, а чаще всего в тех случаях, когда нужны одновременно минимальный зазор и легкость сборки. Детали, выточенные по этой посадке и смазанные маслом, собираются из-под руки. Примером применения этой посадки могут служить валики тормозных рычагов. Большой зазор в этом случае недопустим, так как мы можем потерять десятки доли миллиметра отхода колодок от шкива, одновременно с этим необходима возможность легкого вращения рычагов на валиках и легкость сборки. Всем этим условиям удовлетворяет скользящая посадка.

Ходовая посадка. Эта посадка всегда имеет гарантированный зазор для подачи масла при вращении вала. Зазор этот невелик, по-

этому скорость вращения ограничена — не более 600 об/мин при удельном давлении на подшипник не более 40 кг/см².

Ходовая посадка третьего класса применяется для цапф быстроходных валов, с числом оборотов более 600 об/мин. Здесь интересно подчеркнуть переход со второго класса на третий. Можно было бы выбрать, например, легкоходовую посадку второго класса, но в этом нет нужды, так как результатом этого будет только удорожание производства. Ходовая посадка третьего класса гарантирует необходимый зазор, причем ошибки в абсолютном значении этого зазора большого значения не имеют, лишь бы он не был слишком мал, а качество обработки, которое является краеугольным камнем хорошей работы быстроходного вала, в данном случае не имеет никакого отношения к величине допуска.

Скользкая посадка третьего класса, вернее будет сказать, допуск по S_3 , так как размеры с допуском S_3 бывают редко у деталей, требующих характера посадки. В большинстве случаев этот допуск применяется в том случае, когда надо точно выдержать номинальный размер, например у наружной окружности шестерен, являющейся базой профиля зуба.

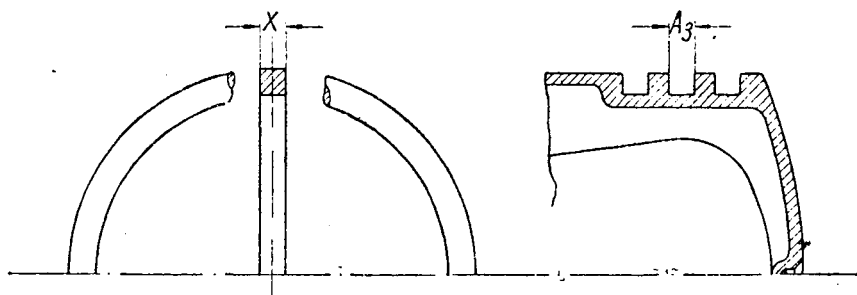
Допуски $S_3 + A_3$ могут быть посадочными при длинных валах и втулках, превышающих 1,5—2 d . Как известно, длинные валы и втулки плохо удаются по второму классу, поэтому приходится несколько увеличивать допуск, переходя на третий.

Ходовая посадка четвертого класса. Этот допуск применяется в тех случаях, когда точность не нужна. Выше было отмечено, что лучше токарю низкой квалификации дать в руки скобу и пробку, чем штангель с нониусом, — брака будет меньше. По допуску X_4 и даются обычно такие грубые калибры. Выбор допуска X_4 , а не S_4 объясняется тем, что при X_4 мы имеем большой гарантированный зазор, допускающий возможность легкого протаскивания любой ступицы по валу, что очень важно при сборке. Затем допуск X_4 дает хорошую ступеньку для выхода шлифовального камня при шлифовке под любой посадочный допуск.

ГЛАВА XIV

ДОПУСКИ НА ДЛИНЫ

Выше было отмечено, что техника производства плоскостей по точности отстает от производства валов и отверстий. В то время как в элементе вал-отверстие мы различаем 6—8 различных характеров посадок, в плоскостных элементах мы имеем только две — неподвижную и подвижную, причем подвижная посадка носит обычно характер, близкий к скользящей. Вообще надо сказать, что плоскостные элементы редко служат для передачи движения: большей частью это неподвижные соединения.



Фиг. 169. Поршень и поршневое кольцо.

Разбирая вопросы допусков на длины, т. е. на расстояние между двумя плоскостями, надо различать три случая:

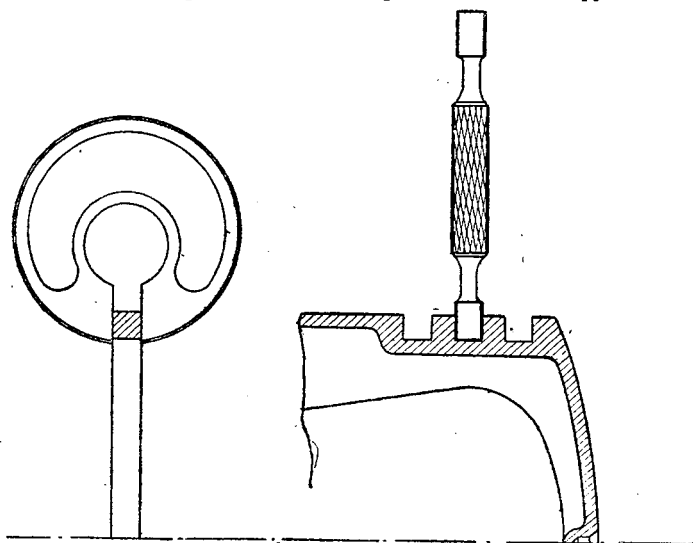
- 1) длины валов, исполняющихся в основном на токарных станках;
- 2) расстояние между фрезерованными и строганными поверхностями и
- 3) пластины, входящие в пазы.

Первые два вопроса под названием допуски на длины разобраны в этой главе. Пазы и пластины отнесены к шпоночным соединениям, так как фактически этот элемент встречается почти исключительно в шпоночных соединениях (см. гл. XVII).

Длины валов при современных возможностях токарных станков, вообще говоря, могут быть исполнены с любой практически необходимой точностью, не исключая и той точности, которая необходима для выявления характера посадки. Но имеется одно крупное препятствие, которое часто бывает непреодолимо и заставляет сильно уменьшать требования к качеству, это возможности обмера.

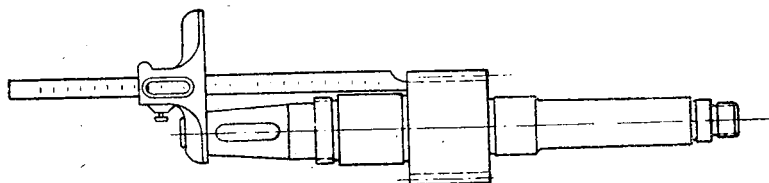
Если мы имеем какой-либо диск или кольцо, например поршневое кольцо, входящее в паз поршня (фиг. 169), то толщина этого кольца без труда может быть выдержана под скобу X (ходовая второго класса),

а паз — под пробку A_3 (третий класс). Паза обычно на поршнях вытачиваются на токарном станке, торцы колец шлифуются.



Фиг. 170. Промер поршня и поршневого кольца.

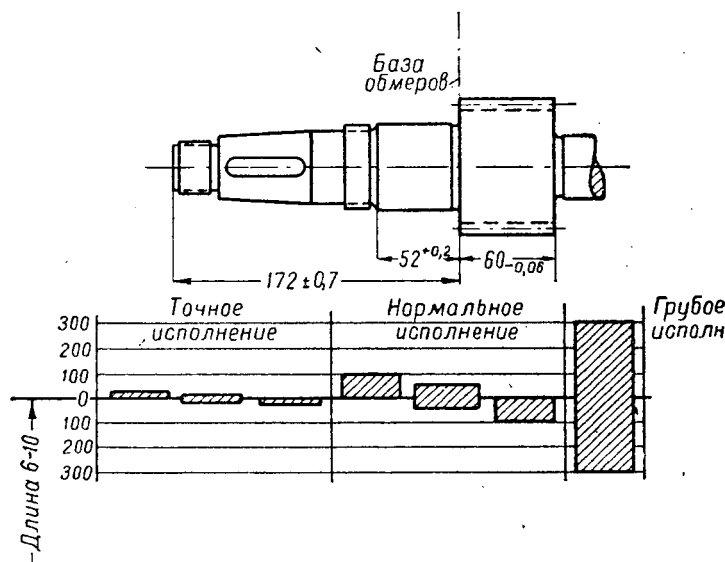
Этот пример очень легкий для обмера при помощи нормальных скоб и пробок (фиг. 170). Если же обмер так легко не удастся, то от точного исполнения приходится отказываться. Возьмем, например, исполнение шестерни, выполняемой за одно целое с валом (фиг. 171). В данном случае обмер произведен только при помощи глубиномера, причем ошибки при этом обмере будут очень и очень значительны.



Фиг. 171. Промер шестерни вала.

Они явятся не следствием неточности измерительного инструмента, а следствием несовершенства методов обмера — трудности правильно установить глубиномер. Небольшой перекося в установке глубиномера даст уже ошибку в отсчете. В этом и подобных случаях, если точность размера не нужна, следует давать допуски для грубого исполнения (табл. 33), соответствующие большим допускам. Если же нужна большая точность исполнения, то приходится идти на специальные приемы обмера, которыми в данном случае является работа по шаблонам. Допуски в этом случае можно давать по среднему ряду — нормальное исполнение. Эти же допуски можно давать и в тех случаях, когда обмер можно произвести штангелем. Точный ряд применяется, как указано выше, при промере скобой и пробкой.

ДОПУСКИ НА ДЛИНЫ ВАЛОВ И ВТУЛОК



Номинальный размер в мм	Исполнение		
	Тонкое	Нормальное	Грубое
	Абсолютное значение допуска в микронах		
От 3 до 6	25	80	500
" 6 " 10	30	100	600
" 10 " 18	35	120	700
" 18 " 30	45	140	800
" 30 " 50	50	170	900
" 50 " 80	60	200	1000
" 80 " 120	70	230	1200
" 120 " 180	80	260	1400
" 180 " 260	90	300	1600
" 260 " 360	100	340	1800
" 360 " 500	120	380	2000
" 500 " 640	140	440	2200
" 640 " 800	170	500	2500
" 800 " 1000	200	580	2800

Данные табл. 33 взяты на основании практики завода АРЕМЗ без особой массовой проверки и не могут претендовать на безукоризненную точность. Они взяты в виде произвольного ряда, так как рядов для их выбора пока нет. Ряды ISA для основных допусков качеств в данном случае плохо подходят, так как даются только до диаметра 180 мм и, во-вторых, в их основу положена кубическая

парабола. Какая математическая функция должна быть положена при назначении допусков на длины, сказать сейчас трудно. Необходимо только отметить одно: допуски, зазоры и натяги для элемента вал-отверстие выбирались на основании характера посадки; величина абсолютных их значений выбирается с таким расчетом, чтобы сохранить характер соединения при всех диаметрах. При выборе допусков на длины приходится руководствоваться прежде всего возможностями обмера. Нет никакого сомнения, что принципы выбора абсолютных значений в данном случае должны быть другие, чем для элемента вал-отверстие.

Кроме того, необходимо напомнить о температурных расширениях деталей. Если нагревается какая-либо цапфа вала, вращающаяся в подшипнике, то вместе с ней нагреваются и вкладыши подшипника. Вал и вместе с ним подшипник увеличиваются в диаметре, в результате этого характер посадки не меняется.

Рассмотрим размер вала по длине. Для примера разберем приведенный выше (фиг. 7) случай червячной передачи, у которой червяк нагревается до температуры, значительно более высокой, чем весь картер передачи. В результате этого вал удлиняется и ролики подшипника скользят по кольцу. Эти перемещения компенсируют все температурные расширения.

Таким образом мы видим, что в последнем случае мы должны дать возможность деталям удлиняться при повышении температуры, чего мы совершенно не должны делать в элементе вал-отверстие. Величина температурных расширений не поддается учету, поэтому на них оставляется запас в 3—5 мм по длине вала. Имея такой большой запас, нет смысла гнаться за большой точностью вала. Этим объясняется то, что в данном случае имеют большое распространение большие допуски.

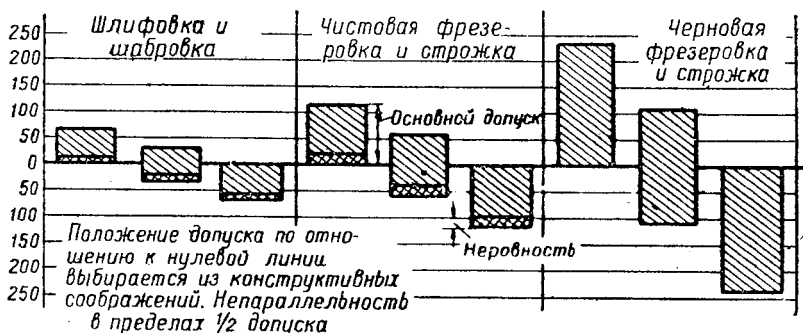
Допуски на длины валов являются функцией длины вала. Для допусков на расстояние между двумя поверхностями приходится исходить не из расстояния между ними, а из величины поверхностей. Эта принципиальная разница всей работы по строжке и фрезеровке поверхностей заставляет рассматривать отдельно, причем их приходится разбивать на три группы:

- 1) шлифованные и шаброванные поверхности;
- 2) чисто фрезерованные и строганные поверхности;
- 3) грубо фрезерованные и строганные поверхности.

В табл. 34 даны допуски на расстояние между поверхностями в зависимости от метода обработки; тут же дана допустимая неровность поверхности. Хорошие результаты в смысле неровности получаются только при хорошо отремонтированных станках. Сносившийся станок допускает отжатие резца или фрезы в момент начала и конца обработки, в результате чего в начале и в конце поверхности получаются небольшие бугорки и завалы, увеличивающие величину неровности против указанных в таблице.

В таблице даны абсолютные значения допусков, без указаний положения допуска по отношению к нулевой линии номинального размера. Размещение этого допуска согласно правилу Бакингема следует давать в минус. Других указаний дать в данном случае не-

ДОПУСКИ НА РАССТОЯНИЕ МЕЖДУ ФРЕЗЕРОВАННЫМИ И СТРОГАННЫМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ

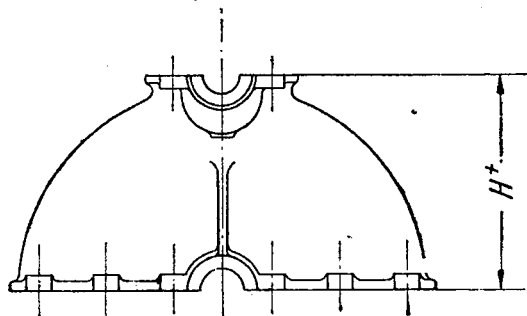


Метод изготовления поверхности		Шлифовка и шабровка		Чистовые фрезеровка и строжка		Черновые фрезеровка и строжка	
Мерительный инструмент для измерения рас- стояний между поверхностями		Скоба, микрометр				Штан- гель	
Площадь одной из обрабатываемых по- верхностей по на- ружному контуру (в см²)	Площадь квадрата равновеликого контуру обрабатываемой поверх- ности (см×см)	Абсолютное значение допуска (в микронах)					
		Расстояние между по- верхностями	Неровность	Расстояние между по- верхностями	Неровность	Расстояние между по- верхностями	Неровность
до 18 . . .	до 4×4 . . .	45	10	65	20	140	
от 18 до 50 . . .	от 4×4 до 7×7 . . .	50	12	75	25	170	
„ 50 „ 120 . . .	„ 7×7 „ 11×11 . . .	60	15	90	30	200	
„ 120 „ 260 . . .	„ 11×11 „ 16×16 . . .	70	18	105	35	230	
„ 260 „ 500 . . .	„ 16×16 „ 23×23 . . .	80	20	120	40	260	
„ 500 „ 1000 . . .	„ 23×23 „ 32×32 . . .	90	22	135	45	300	
„ 1000 „ 2000 . . .	„ 32×32 „ 45×45 . . .	100	25	150	50	340	

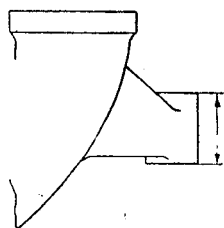
возможно, но некоторые примеры привести можно, в них не всегда соблюдается упомянутое правило.

Пример 1. Картер шестеренной передачи (фиг. 172). Допуск всегда дается с плюсом, так как в противном случае может получиться защемление зуба. Теоретически можно бы давать и минусовый допуск — за счет зазора между зубьями, но практика говорит, что этого делать не следует, так как могут иметь место неприятности с очень тугим зацеплением. Поверхности картеров во избежание внутренних напряжений при сболчивании и протекании масла шабруются, допуски на ошибку в расстоянии между центрами и неровности даются небольшие, поэтому опасаться значительного увеличения зазора между зубьями при плюсовом допуске не приходится.

Пример 2. Фрезеровка головок болтов. Допуск дается на минус, причем величина допуска очень значительна — гораздо больше тех, значения которых могут быть выдержаны при фрезеровке. Минусовой допуск дается для того, чтобы иметь свободный вход ключа на головку болта; ключ имеет плюсовой допуск.



Фиг. 172. Картер шестеренчатой передачи.



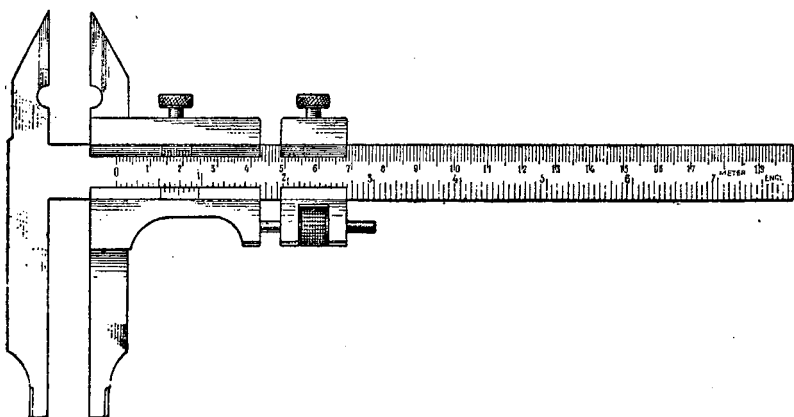
Фиг. 173. Лапа картера.

Пример 3. Фрезеровка лап картеров (фиг. 173). Точность высоты лап картеров не нужна, поэтому их высоту выдерживают обычно по большим допускам; можно давать двухсторонний допуск.

ДОПУСКИ НА РАССТОЯНИЕ МЕЖДУ ЦЕНТРАМИ

Прежде чем разбирать вопрос о допусках на расстояние между центрами отверстий, рассмотрим приемы обмера этого размера.

Основным инструментом для обмера расстояний между центрами является штангель, причем, кроме обыкновенного штангеля (фиг. 146) с плоскими губками, применяются штангели с острыми губками (фиг. 174).



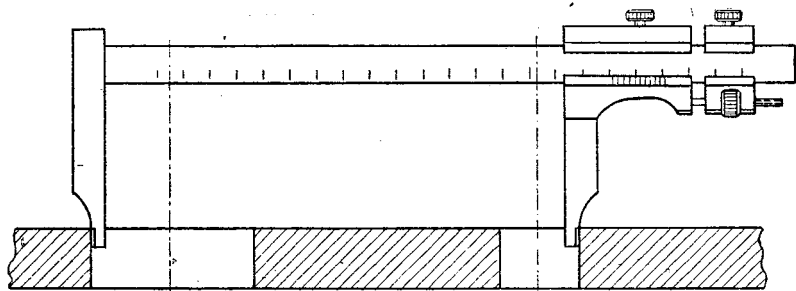
Фиг. 174. Штангель с острыми губками.

Проще всего промерять расстояние между центрами «враспор», как показано на фиг. 175. Эта операция производится при помощи простого штангеля с обычными полукруглыми спинками губок (фиг. 176); на штангеле указана толщина губок. Промеряя враспор, не следует забывать добавлять к отсчету на шкале толщину губок.

В случае расположения отверстий не на одном уровне промер штангелем так просто не удастся. Приходится прибегать к скалкам, как это показано на фиг. 177, причем пользоваться приходится тем же штангелем. Скалки оказывают также незаменимую услугу при промере расстояний между центрами кондукторов и приспособлений, для которых точности штангеля не хватает и приходится прибегать к помощи плиток Иогансона. Если скалок нет, то можно пользоваться гладкими калибрами-пробками (фиг. 178); это не всегда удобно благодаря небольшой высоте цилиндра пробки.

Выше было отмечено, что, кроме обычного штангеля, промеры между центрами производятся при помощи штангеля с острыми губками (фиг. 174 и 179). Этот штангель дает возможность промерять

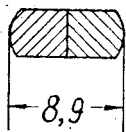
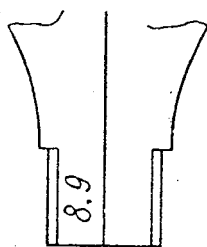
расстояние между внутренними сторонами отверстий (фиг. 180). Если делать то же самое обычным штангелем, то получится неверный отсчет, так как стрелки сегмента (x_1 и x_2), отсекаемые губками штангеля, не будут учтены (фиг. 181).



Фиг. 175. Промер враспор.

Если надо проверять расстояние между центрами наружной окружности и эксцентричного отверстия (фиг. 182), применение штангеля с острыми губками является обязательным, так как иначе точного отсчета не получить.

Из приведенных примеров видно, что промер расстояния между центрами производится всегда от стенок отверстий, а не от теоретических центральных линий. Допуски же на расстояние между центрами даются между осевыми линиями (фиг. 183). В результате этого промер положений отверстий несколько усложняется, так как для подсчета действительного расстояния между центрами необходимо произвести следующие обмеры:



1) промерить точно диаметр одного отверстия, пусть он будет 60,02 мм;

2) промерить диаметр второго — 130,04 мм;

3) промерить враспор расстояние между наружными стенками отверстий, которое равно, например, 298,12 мм.

Если не ввести поправки на допуски отверстий, то расстояние между центрами будет:

$$298,12 - 65 - 30 = 203,12 \text{ мм,}$$

Фиг. 176. Полу-
круглые губки.

т. е. вне пределов допуска.

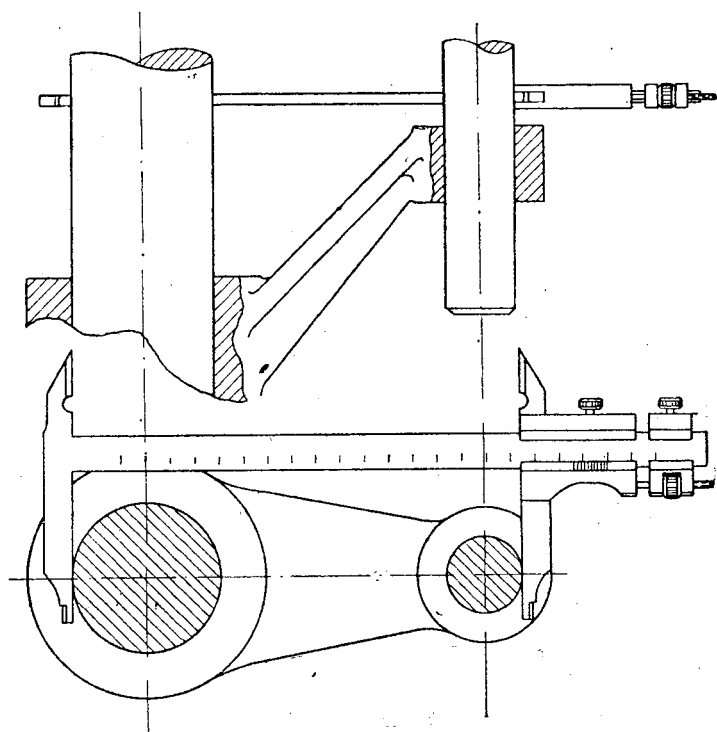
На самом же деле расстояние между центрами равно:

$$298,12 - 65,02 - 30,01 = 203,09 \text{ мм,}$$

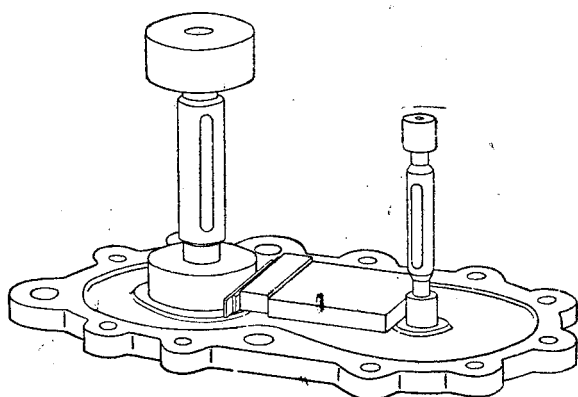
т. е. в пределах допуска.

Контролер может идти другим путем, а именно промерять расстояние между наружными и внутренними стенками отверстий.

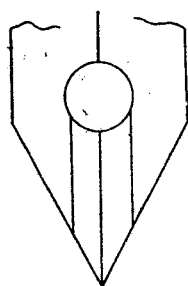
Предположим, его отсчеты будут 298,12 и 108,06 мм.



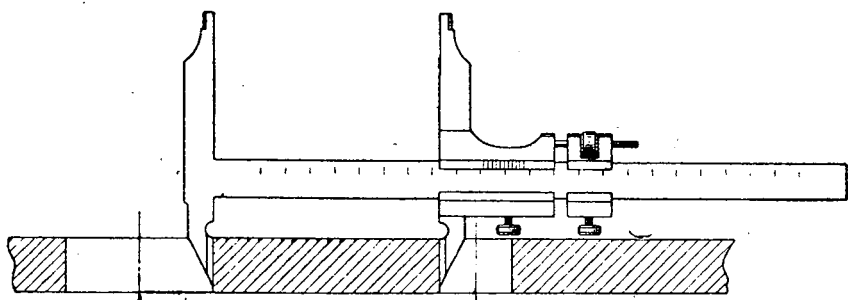
Фиг. 177. Промер со скалками.



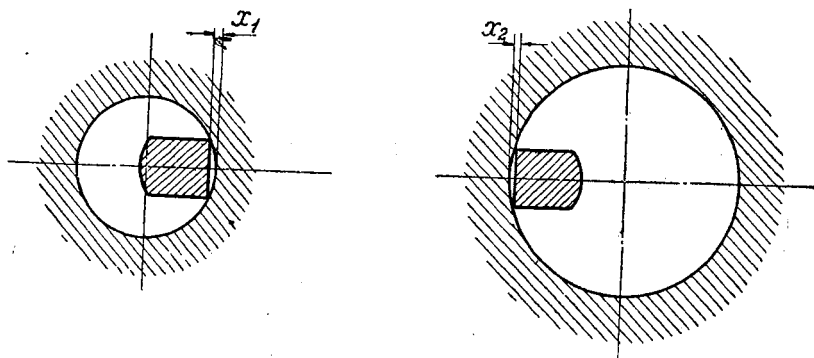
Фиг. 178. Промер плитками.



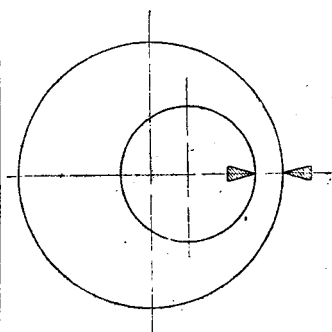
Фиг. 179. Острые губки.



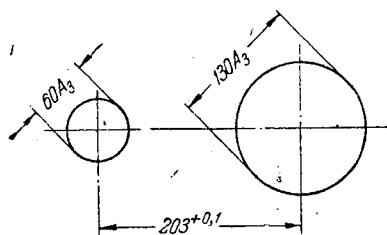
Фиг. 180. Промер острыми губками.



Фиг. 181. Ошибки при промере плоскими губками.



Фиг. 182. Промер эксцентричной окружности.



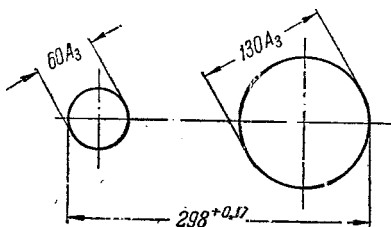
Фиг. 183. Допуск на расстояние между центрами.

Тогда истинное расстояние между центрами будет:

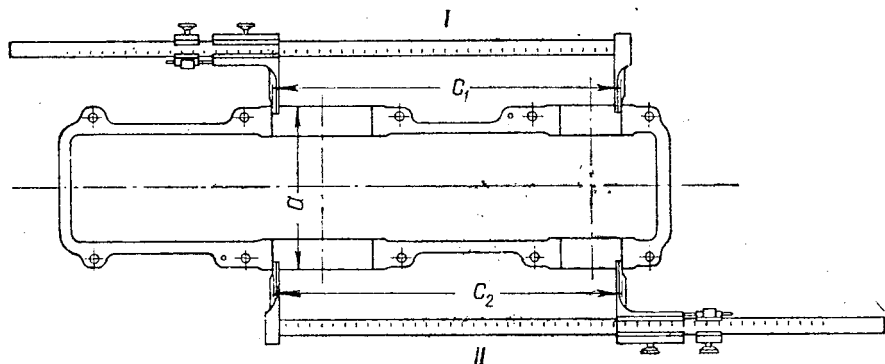
$$\frac{298,12 + 108,06}{2} = \frac{406,18}{2} = 203,9 \text{ мм.}$$

Таким образом, ставя допуск на теоретический размер расстояния между осями, мы, во-первых, получаем неявное сложение допусков на отверстие с допусками на расстояние между центрами, во-вторых, усложняем работу промера расстояния, что приводит к вычислениям.

Теоретически правильно было бы ставить размер и допуск (фиг. 184), но практически это неудобно. Дело в том, что приемов промера расстояний между центрами отверстий много, и выбор приема зависит прежде всего от того, какой инструмент имеется под руками. Конструктор поставил размер между наружными стенками, а промер производится штангелем с острыми губками между внутренними стенками — вычисления и дополнительные промеры неизбежны. Практика говорит, что лучше всего ставить теоретический размер между центрами и давать допуск, причем в этот допуск включать ошибки



Фиг. 184. Промер расстояния и допуск.

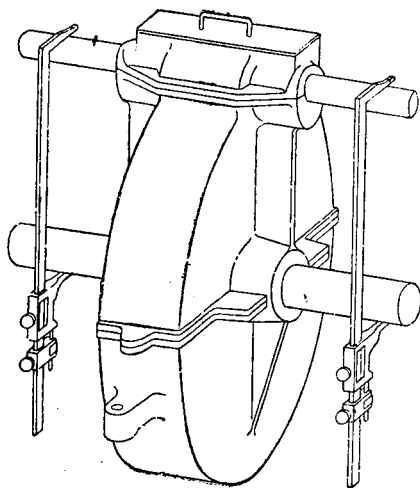


Фиг. 185. Промер непараллельности у картера.

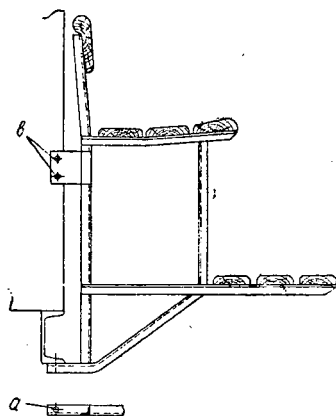
диаметров отверстий. Ниже мы увидим, что это не вызывает трудностей, так как ошибки при исполнении расстояния между центрами настолько велики, что добавка к ним ошибок в абсолютном значении диаметров не вызывает недоразумений.

Промер взаимного расположения двух отверстий часто не ограничивается одним промером расстояния между центрами. При длинных отверстиях или при последовательных параллельных отверстиях приходится проверять параллельность и перекосы отверстий (см. гл. VII, фиг. 95 и 96). Пример промера перекосов осей при помощи индикатора дан в гл. VIII (фиг. 134), поэтому мы повторно останавливаться на

нем не будем и перейдем к приемам промера непараллельности или расхождения осей, так как перекос осей, строго говоря, является также непараллельностью.



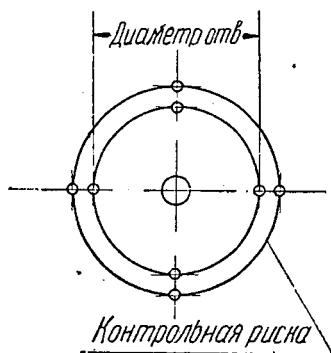
Фиг. 186. Промер непараллельности у скалки.



Фиг. 187. Несвязанные отверстия.

Фиг. 185 дает самый простой прием обмера непараллельности осей. Разность отсчетов штангеля при первом и втором положениях, деленная на расстояние a и умноженная на 100, даст непараллельность осей отверстий на длине 100 мм. Она будет равна:

$$\frac{C_1 - C_2}{a} \cdot 100.$$



Фиг. 188. Разметка отверстия.

Если торцы отверстий картера находятся не на одном уровне, простой промер штангелем не удастся, и придется прибегать к помощи скалок (фиг. 186). К тем же скалкам придется прибегать при проверке параллельности отверстий в кондукторах и приспособлениях, заменяя штангель плитками Иогансона, для получения большей точности.

Разобрав основные приемы обмера расстояний между центрами параллельных отверстий, перейдем к вопросу об изготовлении отверстий. Изготовление отверстий производится сверлением с последующей разверткой или без нее и расточкой. Эти операции производятся на следующих станках:

- 1) сверлильном,
- 2) радиально-сверлильном,
- 3) горизонтально-фрезерном,

- 4) вертикально-фрезерном,
- 5) токарном,
- 6) расточном.

Работа на простом сверлильном станке является наименее точной работой. В этом случае положение отверстия указывается разметчиком ударом керна, и отверстие сверлится при малых размерах сразу полным диаметром. Точность при этом очень невелика, и такая работа допустима только в случаях, когда положение отверстия совершенно не важно, например в лапе скамейки (фиг. 187а). Для отверстий в большая ошибка в расстоянии между центрами недопустима, так как два болта могут не войти в отверстия в планке и отверстие придется распиливать.

Вычисление величины зазора, необходимого между болтом и стенками отверстия для получения взаимозаменяемости, дано ниже. Здесь мы остановимся на приемах разметки и сверления отверстий. В этом случае, кроме центрального керна, служащего для направления сверла, разметчик дает две концентрические риски (фиг. 188). Внутренняя риска — необходимый диаметр отверстия, наружная — контрольная. По наружной риске контролер проверяет положение отверстия и определяет его смещение на-глаз. Для получения большей точности сверловщики сверлят отверстие не за один проход, а сначала берут сверло в 3—4 мм, и только пройдя им, сверлят более крупным сверлом. Для получения большей ровности отверстия применяют прием повторного сверления, оставляя на последний проход небольшую стружку.

Таблица 35

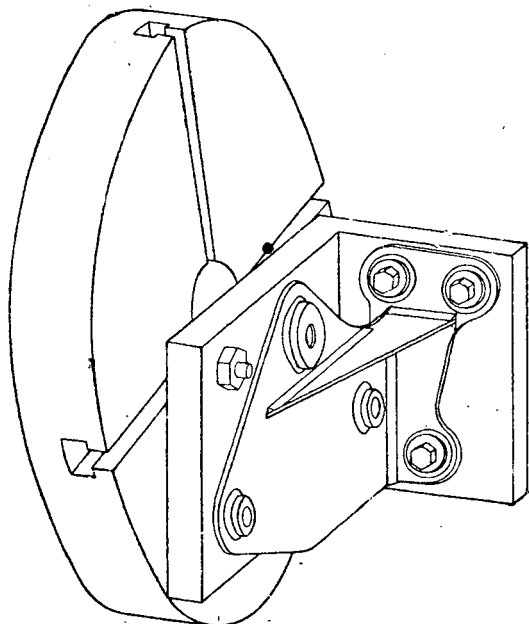
ДОПУСКИ НА РАССТОЯНИЕ МЕЖДУ ЦЕНТРАМИ ПРИ СВЕРЛОВКЕ

Диаметр сверла мм	Допуски	
	Сверление по кондуктору	Сверление по разметке
до 3	50	± 200
от 3 до 6	60	± 250
„ 6 „ 10	70	± 300
„ 10 „ 18	80	± 350
„ 18 „ 30	90	± 400
„ 30 „ 50	100	± 450

Допуск на смещение дыр, т. е. на расстояние между центрами дан в табл. 35. В данном случае ошибка почти не зависит от величины расстояния между центрами, но зато сильно возрастает при увеличении дыры. Чем больше дыра, тем больше ее смещение. Как видно из таблицы, кондуктор очень сильно увеличивает точность расположения дыр и точность отверстия. При свободном сверлении по разметке, как указано в гл. XI, точность диаметра отверстия не превышает четвертого класса; при сверлении на радиально-сверлильном

станке по кондуктору дыры можно принимать по пробкам третьего класса. Работая со сменными втулками в кондукторе и применяя развертки, можно добиться точности второго класса при тех же ошибках в расстояниях между центрами.

Значительно более высокие по точности результаты можно получить при расточке дыр на горизонтально-фрезерном, вертикально-фрезерном и расточном станках. Работа на токарном станке, хотя и дает очень точные результаты, но требует токарей высокой квалификации. Подобная работа производится обычно на угольнике (фиг. 189),

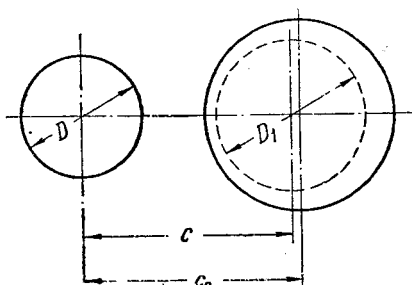


Фиг. 189. Расточка отверстий на угольнике.

причем переходить от одного отверстия к другому приходится, смещая весь угольник и подбирая расстояние между центрами. При небольших диаметрах отверстий работу производят обычно сверлом с последующей разверткой. Поверхность отверстий при этом получается вполне удовлетворительной, но расстояние между центрами выдержать трудно. Объясняется это тем, что, направив один раз сверло и начав сверлить, нельзя делать никаких исправлений и поправок, если это будет необходимо из-за ошибки в расстоянии между центрами. Сверло и вслед за ним развертка идут по указанному направлению. Точность расположения дыр в этом случае близка к сверлению по разметке, даже несколько выше благодаря тому, что самая дыра выходит аккуратнее.

Большие отверстия (20 мм и более) можно растачивать резцом, что дает гораздо более точные результаты, так как токарь имеет возможность своевременно исправить расстояние между центрами. Делается это следующим образом. Первое отверстие (фиг. 190) растачи-

вается окончательно, второе отверстие растачивается чисто, но несколько меньшего диаметра, чем требуется. Одним из приемов, указанных выше, токарь промеряет расстояние между центрами c . Если оно на десятые доли миллиметра отличается от требуемого c_0 , то он смещает угольник по планшайбе в требуемом направлении легкими ударами. Протачивает еще раз отверстие и снова проверяет до тех пор, пока не получит необходимого размера в пределах допуска; после этого протачивает отверстие на необходимый размер. Этот прием применяется токарями при всех расточных работах, с той лишь разницей, что на горизонтально-фрезерном, вертикально-фрезерном и расточном станках он производится передвиганием стола, а не примитивным способом смещения угольника.



Фиг. 190. Расточка отверстий.

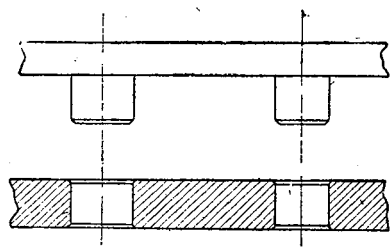
Таблица 36

ДОПУСКИ НА РАССТОЯНИЕ МЕЖДУ ЦЕНТРАМИ ПРИ РАСТОЧКЕ

Расстояние между центрами мм	Допуски в допусках		Примечание
	Точное исполнение	Нормальное исполнение	
до 50	100	180	Допуск на непараллельность отверстий: точная расточка—0,015 мм на 100 мм длины отверстия; нормальная расточка—0,030 мм на 100 мм длины отверстия. Под непараллельностью следует понимать как схождение или расхождение осей в плоскости, проходящей через оси, так и перекосы осей в любых направлениях. Допуски на непараллельность даны для отверстий, длина которых не превосходит четырех диаметров. Расположение допусков относительно начальной линии—в зависимости от конструктивных соображений.
от 50 „ 80	110	200	
„ 80 „ 120	120	220	
„ 120 „ 180	130	240	
„ 180 „ 260	140	260	
„ 260 „ 360	150	280	
„ 360 „ 500	160	300	
„ 500 „ 640	170	320	
„ 640 „ 800	180	340	
„ 800 „ 1000	190	360	
„ 1000 „ 1250	200	380	

Переходя к абсолютным значениям допусков (табл. 36), необходимо напомнить разницу в допусках при вертикальном и горизонтальном расположении отверстий, отмеченную в гл. XI. Эта разница относится к расточному станку, особенно при работе сквозной скалкой. В этом случае при расточке отверстий, расположенных одно над

другим, не удастся получить высокой точности. Выше было отмечено, что причиной этого является несколько увеличенная непараллельность осей при работе со скалкой на двух опорах, высота которых должна быть точно согласована. В этом случае следует назначать допуски по графе нормального исполнения. Нормальное исполнение

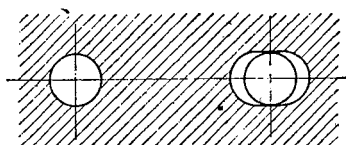


Фиг. 191. Соединение штырями;

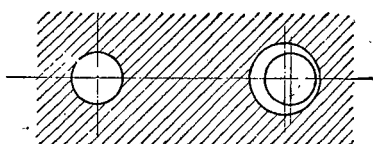
следует указывать на чертежах во всех тех случаях, когда особая точность в расстоянии между центрами не нужна.

Разобрав приемы обмера и исполнения отверстий при точном их взаимном расположении, перейдем к тем принципам, которые должны быть положены в основу подсчета допусков. Прежде всего укажем на разницу в абсолютных значениях допусков на расстояние между

центрами и на диаметр отверстия. Из табл. 35 и 36 мы видим, что допуски на расстояние между центрами колеблются от 50 до 900 μ , тогда как допуски на диаметр отверстия по второму классу — от 10 до 60 μ , т. е. значительно меньше. Из этого можно сделать вывод, что все разговоры о сохранении характера посадки при соединении двух деталей двумя или несколькими штырями (фиг. 191) нереальны. Мы всегда получим настолько большое смещение штырей или отверстий, что одна деталь в другую будет входить враспор, и только при случайном совпадении мы получим возможность вставить одну деталь в другую без припиловки.



Фиг. 192. Штырь в овальном отверстии.



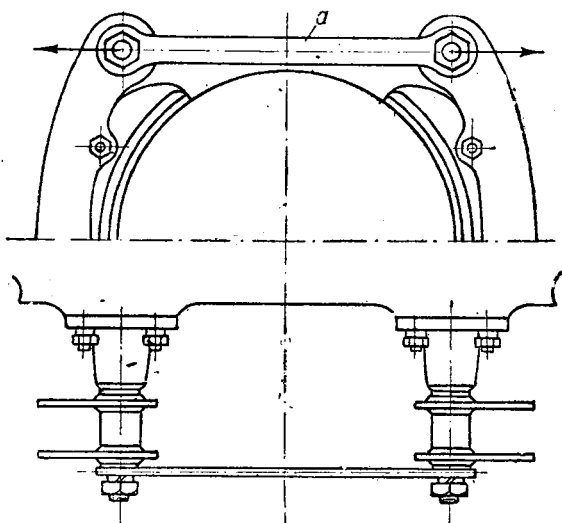
Фиг. 193. Штырь в большом отверстии.

Все конструкции, основанные на этом принципе, надо считать ошибочными и стараться заменить их другими. В приведенном случае мы имеем двухстороннюю жесткую связь, которая исключает совершенно взаимозаменяемость. Чтобы получить взаимозаменяемую продукцию, необходимо дать свободу, обеспечив ее соответствующими зазорами или каким-либо другим способом.

Можно одно из соединений принять за базу. Второй же штырь вставить в овальное отверстие (фиг. 192), причем овал дать настолько большим, чтобы он свободно компенсировал все ошибки исполнения. Можно, если это допустимо с точки зрения конструкции, просто просверлить дыру большого диаметра (фиг. 193). О вычислении необходимого размера дыры см. ниже.

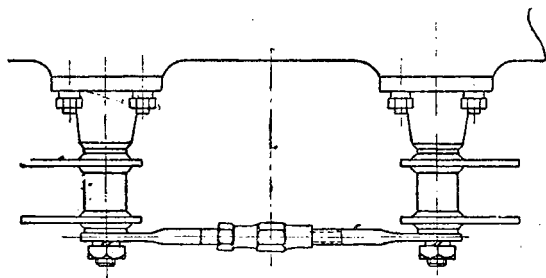
Примером конструкции, в которой необходимо учитывать сказанное, могут служить все механизмы с направляющими.

Другой случай приведен на фиг. 194. Колодки тормоза имеют опоры на картере шестеренной передачи. При торможении сила,



Фиг. 194. Тормоз;

приложенная к колодкам со стороны шкива, старается раздвинуть штыри, являющиеся точками опоры колодок. Сила эта бывает значительна и может повести к поломке тонкостенного чугунного картера. Во избежание этого на конце штырей под гайки надевают



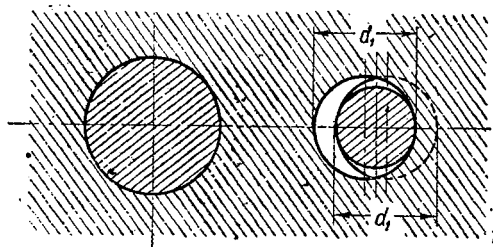
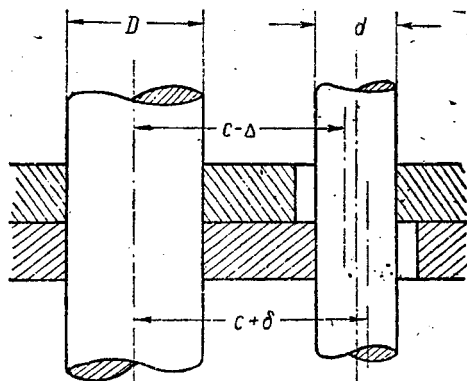
Фиг. 195. Стяжка тормоза.

стяжку *a*. Если эта стяжка сделана цельной, то ее установка возможна только после припиловки отверстий по месту. В данном случае давать зазор между штырем и стенками отверстия стяжки недопустимо, — должен быть выдержан характер скользящей посадки у обоих штырей. Выходом из положения является устройство составной стяжки со стяжной гайкой с правой и левой резьбой (фиг. 195).

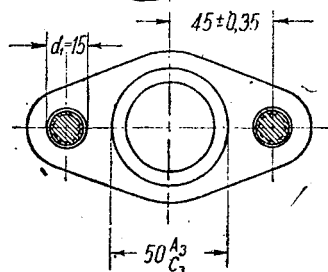
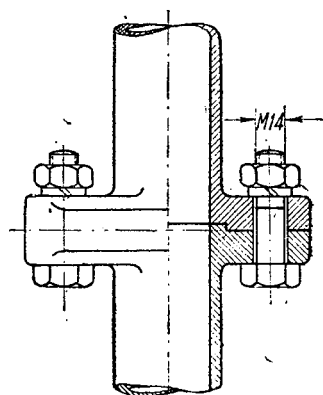
Итак, мы видим, что при проектировании деталей, у которых одним из конструктивных элементов является расстояние между

центрами, приходится, как и везде, давать только одно звено с характером посадки. Все остальные места соединений должны иметь зазоры. Вспомним главу о допусках на длины; там мы также давали валу одну посадочную шейку, все остальные посадочные шейки давали с большими продольными зазорами, учитывая температурные расширения.

Перейдем теперь к рассмотрению различных случаев подсчета допусков на расстояние между центрами.



Фиг. 196. Два отверстия с центрирующим стержнем.



Фиг. 197. Фланец с центрирующей заточкой.

Первый случай. Два отверстия, из которых одно является центрирующим. Надо определить, какой допуск должен быть дан на расстояние между центрами, если второе нецентрирующее отверстие больше стержня на n мм, или, наоборот, насколько должен быть диаметр отверстия больше диаметра стержня при допуске между центрами $\pm \delta$ мм, чтобы иметь взаимозаменяемую продукцию.

Диаметры отверстий будем считать по номиналу. Это будет с небольшим запасом, так как отверстия обычно исполняются с допусками в плюс.

По фиг. 196 имеем:

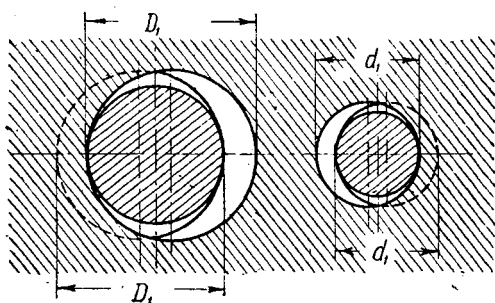
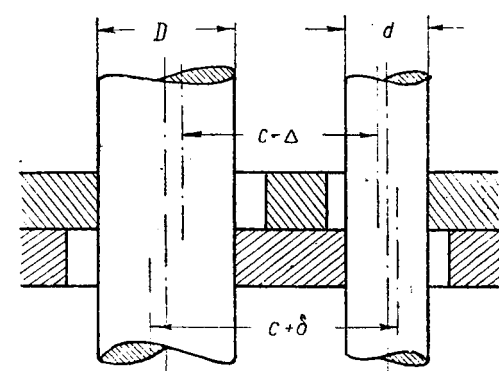
$$c - \Delta + \frac{d_1}{2} \geq c + \delta - \frac{d_1}{2} + d.$$

или

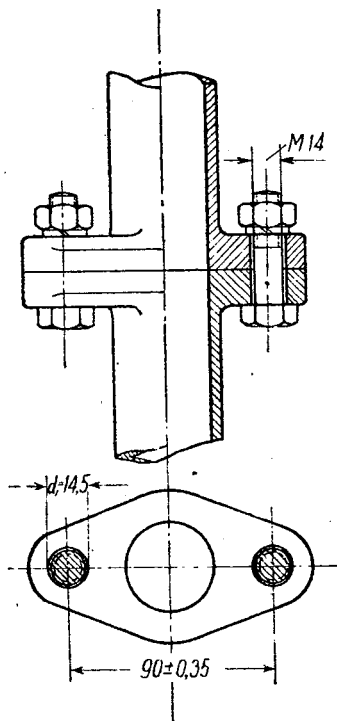
$$d_1 - d \geq \delta + \Delta, \quad (1)$$

где $\delta + \Delta$ — допуск на расстояние между центрами.

Таким образом допуск на расстояние между центрами должен быть равен разности диаметров отверстия и стержня.



Фиг. 198. Два отверстия без центрирующего стержня.



Фиг. 199. Фланец без центрирующей заточки.

Приведем пример подобного соединения из практики. На фиг. 197 показан фланец с центрирующей заточкой. Найдем минимальный необходимый диаметр отверстия под болт M14:

$$d_1 - 14 \geq 0,35 + 0,35;$$

$$d_1 \geq 14,7 \text{ мм.}$$

Делаем отверстие равным 15 мм, что еще более гарантирует взаимозаменяемость.

Второй случай. Два отверстия, причем оба стержня входят в отверстия с зазорами.

Как и в первом случае, найдем зависимость между допуском на расстояние между центрами и зазором между стержнем и стенками отверстия. По фиг. 198 имеем:

$$c - \Delta + \frac{D_1}{2} - D + \frac{d_1}{2} - d \geq c + \delta - \frac{D_1}{2} - \frac{d_1}{2};$$

$$(D_1 - D) + (d_1 - d) \geq \delta + \Delta, \quad (2)$$

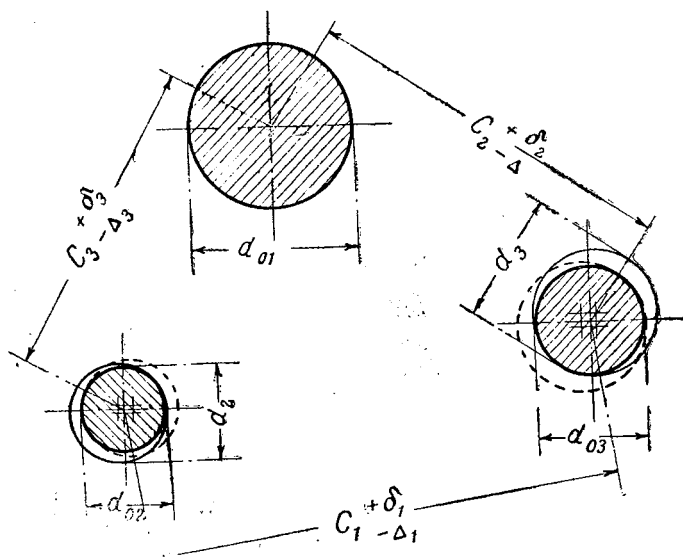
т. е. сумма зазоров между стержнями и стенками отверстий должна быть больше допуска на расстояние между центрами.

Если величины зазоров принять те же, что и в первом случае, то допуск на расстояние между центрами можно назначать больше, чем в первом случае. Это вполне соответствует заключению, приводящему к выводу, что во втором случае можно работать значительно грубее.

Примером подобного соединения может служить тот же фланец, но без заточки (фиг. 199). В этом случае мы получим следующее соотношение между допусками и зазорами:

$$(14,7 - 14) + (14,7 - 14) \geq \delta + \Delta;$$

$$\delta + \Delta \leq 1,4 \text{ мм.}$$



Фиг. 200. Три отверстия с центрирующим стержнем.

Следовательно, допуск на расстояние может быть в 2 раза больше.

Из приведенных двух примеров видно, что в случае с центрирующей заточкой зазоры для получения взаимозаменяемости должны быть больше, чем в случае без центрирующей заточки.

Третий случай. Три отверстия, причем одно из них является начальным, центрирующим.

Этот случай рассматриваем, используя полученные ранее результаты. Допуск на расстояние между центрами центрирующего отверстия d_{01} и отверстия d_2 пусть будет $\pm \frac{\delta_3}{\Delta_3}$ (фиг. 200) для отверстия

$d_3 - \pm \frac{\delta_2}{\Delta_2}$. Найдем величину зазора между стержнями d_{02} и d_{03} и стенками отверстий d_2 и d_3 , обеспечивающего взаимозаменяемость.

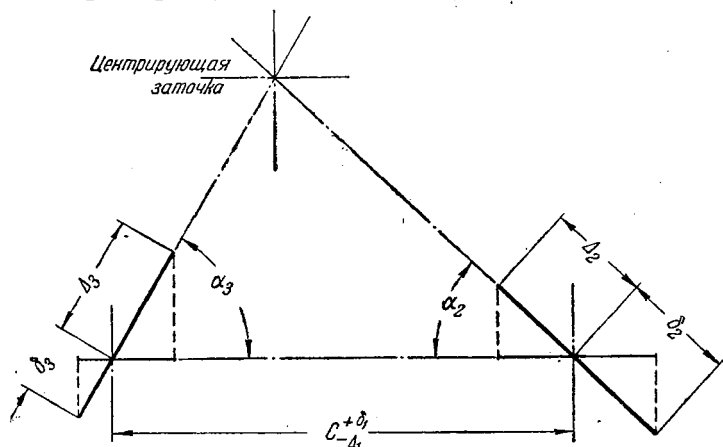
По фиг. 201 имеем:

$$\delta_1 = \delta_3 \cos \alpha_3 + \delta_2 \cos \alpha_2; \quad (3)$$

$$\Delta_1 = \Delta_3 \cos \alpha_3 + \Delta_2 \cos \alpha_2. \quad (4)$$

Допуск на расстояние между центрами отверстий d_2 и d_3 будет:

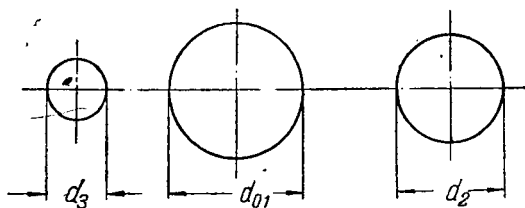
$$\delta_1 + \Delta_1 = (\delta_3 + \Delta_3) \cos \alpha_3 + (\delta_2 + \Delta_2) \cos \alpha_2 \quad (5)$$



Фиг. 201. Проекция допусков.

В крайнем случае, когда α_2 и $\alpha_3 = 0$, получим допуск между отверстиями d_2 и d_3 равным сумме допусков между другими отверстиями (фиг. 202).

Таким образом, задавая допуск на два расстояния между центрами, мы неявно задаем допуск на третье расстояние, вернее, задаем его наименьшее значение.



Фиг. 202. Три отверстия на одной линии.

Необходимо отметить, что полученная величина допуска ($\delta_1 + \Delta_1$) может быть больше каждого из допусков ($\delta_2 + \Delta_2$) или ($\delta_3 + \Delta_3$), расчет же зазора должен быть произведен по большому допуску, причем при просчете зазора по допускам ($\delta_2 + \Delta_2$) и ($\delta_3 + \Delta_3$) необходимо пользоваться формулой первого случая:

$$d_2 - d_{02} \geq \delta_3 + \Delta_3; \quad (6)$$

или

$$d_3 - d_{03} \geq \delta_2 + \Delta_2. \quad (7)$$

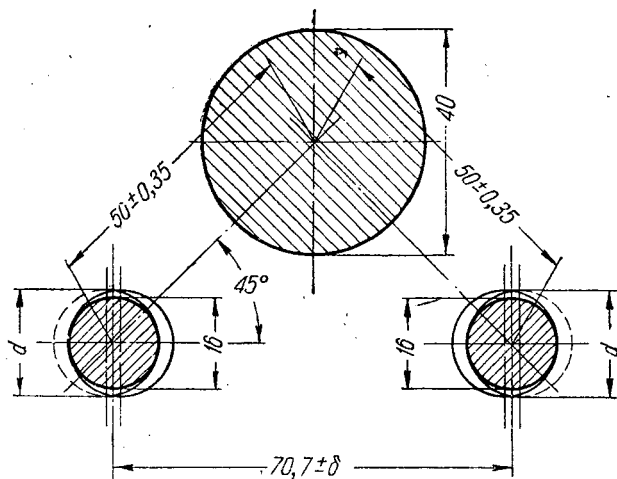
При расчете по допускам ($\delta_1 + \Delta_1$) по формуле второго случая:

$$(d_2 - d_{02}) + (d_3 - d_{03}) \geq \delta_1 + \Delta_1. \quad (8)$$

В результате этого подсчета мы всегда будем получать зазоры из формул (6) и (7) больше, чем по формуле (8), и только в крайнем случае (фиг. 202) получим одинаковые результаты.

В качестве примера разберем случай трех отверстий (фиг. 203). Берем теоретический пример, так как на практике подобное расположение отверстий едва ли встречается.

Найдем допуск на расстояние между малыми отверстиями $\pm \delta$ и диаметр малых отверстий d , обеспечивающий взаимозаменяемость.



Фиг. 203. Теоретический пример.

По формуле (5) имеем:

$$\delta + \delta = (0,35 + 0,35) \cos 45^\circ + (0,35 + 0,35) \cos 45^\circ = 0,99.$$

Таким образом равнобедренный допуск к размеру 70,7 мм должен быть равен $\delta = \pm 0,5$ мм.

Найдем минимальный диаметр отверстия. По формуле (6) или (7) имеем:

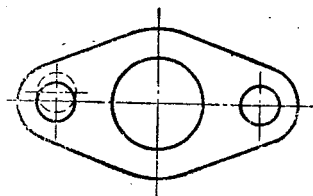
$$\begin{aligned} d - 16 &\geq 0,35 + 0,35; \\ d &\geq 16,7 \text{ мм.} \end{aligned}$$

По формуле (8) имеем:

$$\begin{aligned} (d - 16) + (d - 16) &\geq 0,5 + 0,5; \\ d &\geq 16,5 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Как указано выше, по формуле (8) зазор получается всегда меньше, и расчет надо производить по формуле (6) или (7). Окончательно имеем $d \geq 16,7$ мм. Величина допуска на диаметр отверстия, который дается обычно в тело, т. е. в сторону увеличения отверстия, увеличивает зазор и еще больше обеспечивает взаимозаменяемость.

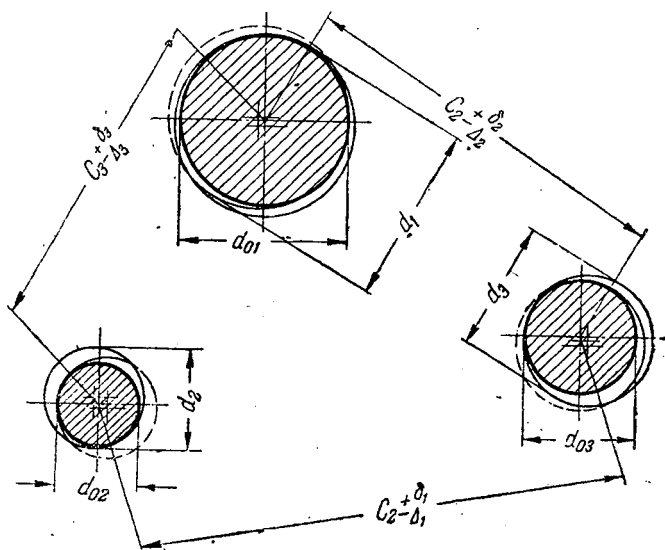
Случай расположения трех отверстий из которых одна центрирующая, в вершинах треугольника, в практике, как уже отмечено, отдельно не встречается, но он является основной при расчете допусков на фланцы тремя-четырьмя болтами и более. Зато случай расположения трех дыр по одной линии, причем средняя центрирующая, встречается очень часто. Это случай, для которого указать прием постановки допусков в настоящее время трудно. Предположим, мы имеем фланец с двумя болтами (фиг. 204). Дав допуски на расстояние между центрами, мы не даем допуска на смещение отверстий от центральной линии. Допуски могут быть выдержаны, но отверстие может оказаться смещенным, как указано пунктиром, и взаимозаменяемости фланцев не будет. В данном случае приходится или доверяться разметке, или применять специальные приемы обмера.



Фиг. 204. Фланец с двумя болтами.

Четвертый случай. Три отверстия, причем ни одно из них не является центрирующим.

Исходя из второго случая, найдем размеры зазоров между стенкой отверстия и стержнем, необходимые для получения взаимозаменяемости.



Фиг. 205. Три отверстия без центрирующего стержня.

Даны допуски $\delta_1, \Delta_1, \delta_2, \Delta_2, \delta_3, \Delta_3$, т. е. точность, с которой могут быть выдержаны на имеющихся станках расстояния между центрами¹, кроме того, даны диаметры стержней d_{01}, d_{02} и d_{03} (фиг. 205).

¹ О зависимости между этими допусками — см. третий случай.

Согласно формуле (2) имеем:

$$(d_1 - d_{01}) + (d_2 - d_{02}) \geq \delta_3 + \Delta_3;$$

$$(d_2 - d_{02}) + (d_3 - d_{03}) \geq \delta_1 + \Delta_1;$$

$$(d_3 - d_{03}) + (d_1 - d_{01}) \geq \delta_2 + \Delta_2.$$

В этих неравенствах неизвестными будут d_1, d_2, d_3 , т. е. мы имеем три неравенства с тремя неизвестными. Решая их, получаем величины зазоров между стержнями и стенками отверстия:

$$\begin{aligned} d_1 - d_{01} &\geq \frac{1}{2} \left[(\delta_2 + \Delta_2) + (\delta_3 + \Delta_3) - (\delta_1 + \Delta_1) \right]; \\ d_2 - d_{02} &\geq \frac{1}{2} \left[(\delta_1 + \Delta_1) + (\delta_3 + \Delta_3) - (\delta_2 + \Delta_2) \right]; \\ d_3 - d_{03} &\geq \frac{1}{2} \left[(\delta_1 + \Delta_1) + (\delta_2 + \Delta_2) - (\delta_3 + \Delta_3) \right]. \end{aligned} \quad (9)$$

Полученные по этим формулам значения будут минимальными. Знак $>$ показывает, что увеличение зазоров не будет ухудшать взаимозаменяемость.

Приведем два примера просчета допусков по этим формулам.

Пример 1. Фланец с тремя одинаковыми симметрично расположенными болтами (фиг. 206). При указанном на фигуре допуске $\pm 0,4$ (сверление по разметке) и симметричности расположения всех болтов получим величину зазора из формул (9):

$$d - 20 \geq \frac{1}{2} \left[(0,4 + 0,4) + (0,4 + 0,4) - (0,4 + 0,4) \right] = 0,4 \text{ мм.}$$

Таким образом минимальное допустимое отверстие будет $d = 20,4 \text{ мм.}$

Если бы имелся кондуктор, то допуск на расстояние между центрами можно было бы уменьшить до $0,045 \text{ мм}$ и диаметр отверстий можно было бы взять $20,045 \text{ мм.}$

Пример 2. Три отверстия для болтов разных диаметров (теоретический случай, (фиг. 207).

Допуски на расстояния между центрами даны на фигуре. Для расстояний $d_1 d_2$ и $d_1 d_3$ они выбраны из условий свободной сверловки. Для расстояния $d_2 d_3$ допуск приходится просчитывать по формулам (3) и (4).

$$\delta = 0,4 \cdot \cos 63^\circ 26' + 0,4 \cdot \cos 26^\circ 34' = 0,178 + 0,357 = 0,535.$$

Диаметры отверстий получим по формулам (9):

$$d_1 - 20 = \frac{1}{2} \left[(0,4 + 0,4) + (0,4 + 0,4) - (0,535 + 0,535) \right];$$

$$d_2 - 14 = \frac{1}{2} \left[(0,4 + 0,4) + (0,535 + 0,535) - (0,4 + 0,4) \right];$$

$$d_3 - 12 = \frac{1}{2} \left[(0,535 + 0,535) + (0,4 + 0,4) - (0,4 + 0,4) \right].$$

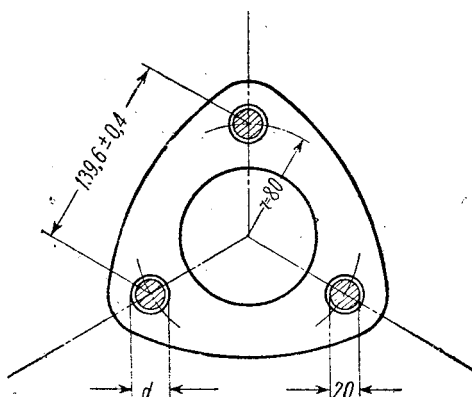
Из этих выражений имеем:

$$d_1 \geq 20,268; d_2 \geq 14,535; d_3 \geq 12,535$$

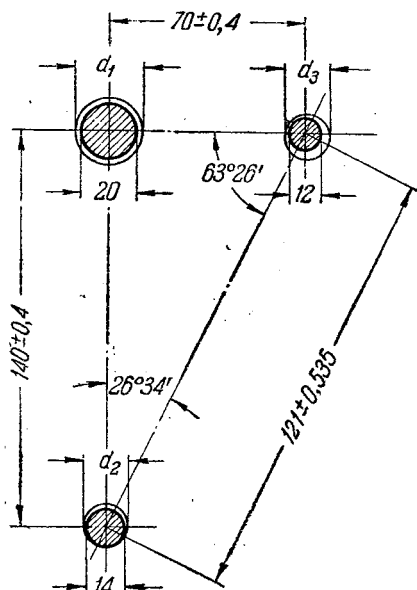
Принимая во внимание, что сверл таких диаметров подобрать не удастся, назначаем диаметры по ОСТ 439:

$$d_1 = 21 \text{ мм}; d_2 = 15 \text{ мм};$$

$$d_3 = 13 \text{ мм}.$$

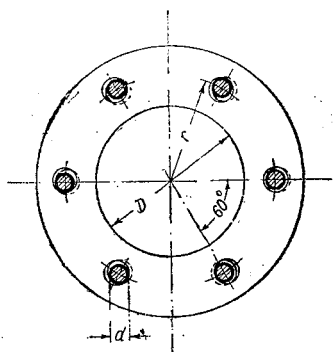


Фиг. 206. Фланец с тремя болтами.

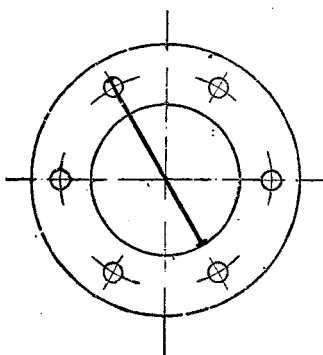


Фиг. 207. Теоретический пример.

Пятый случай. Фланец с большим количеством отверстий по окружности и центрирующей заточкой (фиг. 208).



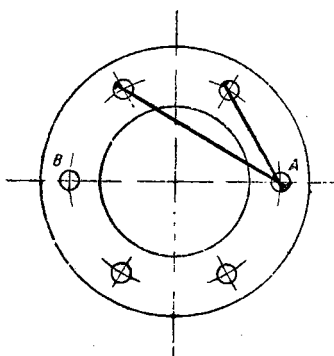
Фиг. 208. Фланец с дырами.



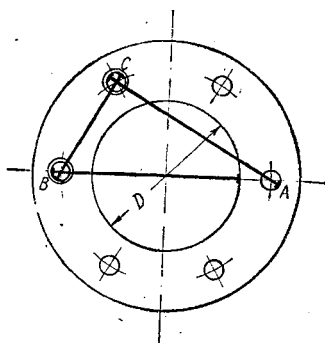
Фиг. 209. Первая операция промера.

При просчете допусков приходится исходить из третьего случая, т. е. весь фланец разбивать на узлы по три отверстия, для которых проставлять допуски и просчитывать их по формулам (6), (7) и (8). Центрирующая заточка является базой всего соединения, но не полной, так как она допускает вращение. Таким образом, чтобы получить

жесткое соединение, необходимо иметь еще одну точку вне окружности, фиксирующую фланцы. Такой точкой должен быть один из стержней, соединяющий «начальные» отверстия фланцев. Начальным отверстием может быть любое отверстие по выбору контролера. Разберем случай промера отверстий на фланце с шестью дырами (фиг. 208). Порядок промера отверстий следующий:



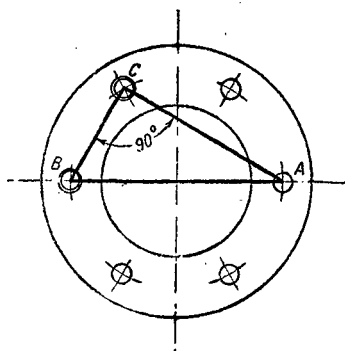
Фиг. 210. Вторая операция промера.



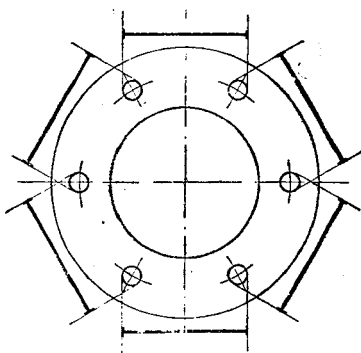
Фиг. 211. Третья операция промера.

1. Промеряем расстояние всех дыр по центрирующей окружности штангелем враспор так, как показано на фиг. 209.

2. Принимаем одно отверстие, например А, за начальное. Проверяем положение всех отверстий по отношению к выбранному по



Фиг. 212. Треугольник на диаметре.



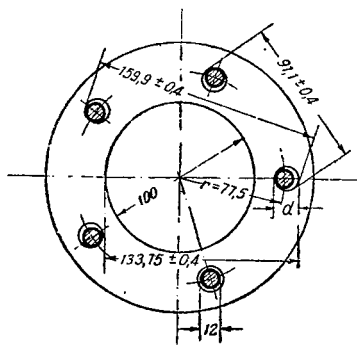
Фиг. 213. Другой способ промера.

хордам враспор (фиг. 210). При этом положение отверстия В не может быть проверено, так как центры центрирующей заточки и отверстий А и В лежат на одной прямой и не составляют треугольника.

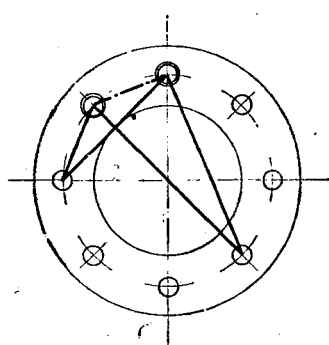
3. Проверку положения отверстия В следует производить, как показано на фиг. 211, т. е. пользоваться отверстием С, как вспомогательной базой. Из трех промеров, показанных на фиг. 211, два между отверстиями D и В и отверстиями С и А произведены ранее

Остается произвести промер между отверстиями *С* и *В*, который и укажет нам ошибки в расположении отверстия *В*. Необходимо отметить, что в данном случае сложение допусков не имеет места, т. е. ошибки в положении отверстия, определенные при промере *СА*, не оказывают влияния на промер *СВ*. Причина этого в том, что угол *С* в треугольнике *ВСА* (фиг. 212) всегда прямой, как опирающийся на диаметр. В результате этого ошибки промера *СА* всегда перпендикулярны ошибкам промера *ВС* и, следовательно, с ними не складываются.

Здесь приведен случай фланца с шестью отверстиями, но методы промеров могут быть применены к любому числу (четному или нечетному) отверстий во фланце.



Фиг. 214. Пример фланца с пятью отверстиями.



Фиг. 215. Неправильный выбор начальных отверстий.

На практике часто применяется другой способ промера отверстий, более простой, но теоретически менее четкий, так как он дает сложение допусков. Этот метод состоит в следующем: прежде всего штангелем промеряются расстояния всех отверстий до центрального отверстия (фиг. 209). Этот промер можно производить также при помощи индикатора и скалок, как это показано в гл. VIII, фиг. 137. После этого промеряются поочередно расстояния между соседними отверстиями (фиг. 213). В данном случае смещение одного отверстия сказывается на двух промерах и четкого решения задачи мы не получаем. Но практически этот прием довольно ярко выявляет ошибки в положении отверстий, и им поэтому часто пользуются.

Приведем пример просчета допусков, вернее, размеров дыр на фланце с пятью отверстиями (фиг. 214). Сверление будем производить по кондуктору, т. е. ошибка в расстоянии между центрами, при отверстии диаметром около 13 мм будет $\pm 0,04$ мм (табл. 35).

По формуле (1) зазор будет:

$$d - 12 = 0,04 + 0,04 = 0,08 \text{ мм},$$

т. е. минимальный размер отверстия — 12,08 мм.

Примем диаметр дыры 12,5 мм. Тогда получим промеры штангеля:

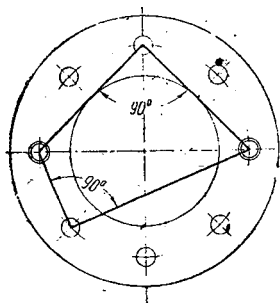
$$\begin{aligned} 133,75 \pm 0,4 \\ 159,9 \pm 0,4 \\ 91,1 \pm 0,4 \end{aligned}$$

Ввиду нечетного числа отверстий вопрос о промере противоположащего отверстия *В* не встает.

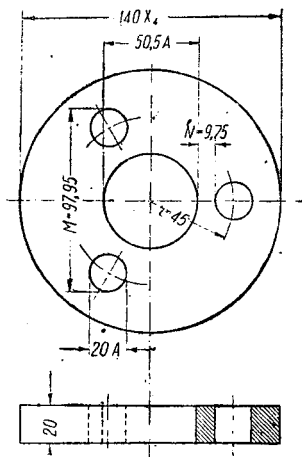
Шестой случай. Фланец с большим количеством отверстий, но без центрирующей заточки.

Этот случай является следствием четвертого случая. В отличие от пятого случая здесь приходится выбирать два начальные отверстия, от которых, как от баз, производятся обмеры.

За начальные отверстия надо брать противоположащие или накосолежащие. В случае нечетного числа отверстий придется брать накосолежащие. В случае четного числа отверстий безразлично, которые отверстия называть начальными и от которых производить обмер. Не следует назначать начальными два соседние отверстия, так как при промере любого



Фиг. 216. Начальные отверстия выбраны правильно.



Фиг. 217. Шайба с тремя отверстиями.

третьего отверстия получается очень невыгодная форма треугольника (фиг. 215). Лучше всего, когда треугольники отверстий близки к прямоугольным (фиг. 216), т. е. когда начальные отверстия лежат одно против другого. При этом, как указано выше, мы не получим сложения допусков.

Для проверки правильности выведенных выше формул, в инструментальном цехе завода АРЕМЗ было проделано несколько опытов¹. Выточено пять шайб по размерам, показанным на фиг. 217. Отверстия $\varnothing 20$ А растачивались на вертикально-фрезерном станке; расстояния между стенками отверстий, полученные при расточке, даны в табл. 37.

Таблица 37¹

Шайба №	1	2	3	4	5
Размеры <i>М</i>	$\left\{ \begin{array}{l} 97,85 \\ 97,85 \\ 97,85 \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 98,02 \\ 98,08 \\ 98,05 \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 98,01 \\ 98,02 \\ 98,00 \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 97,98 \\ 98,02 \\ 98,05 \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 97,91 \\ 97,87 \\ 97,91 \end{array} \right.$
Размер <i>Н</i>	$\left\{ \begin{array}{l} 9,78 \\ 9,78 \\ 9,80 \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 9,83 \\ 9,83 \\ 9,80 \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 9,80 \\ 9,80 \\ 9,80 \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 9,84 \\ 9,84 \\ 9,78 \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 9,79 \\ 9,79 \\ 9,69 \end{array} \right.$

¹ Работали: токарь В. Кочетов, фрезеровщик Новиков и шлифовальщик Гришин.

Опыт первый.

Из этих цифр можно найти максимальные отклонения от теоретического размера (97,95 мм), которые равны:

$$\Delta = 98,08 - 97,95 = + 0,13 \text{ мм};$$

$$\delta = 97,85 - 97,95 = - 0,10 \text{ мм}.$$

Исходя из этих ошибок, по формуле второго случая для отверстий без центровки получим:

$$\frac{(d_{\text{отв}} - d_{\text{стерж}}) + (d_{\text{отв}} - d_{\text{стерж}})}{2 \cdot (20 - d_{\text{стерж}})} \geq |\Delta| + |\delta|;$$

$$d_{\text{стерж}} \leq 20 - \frac{1}{2} \cdot 0,23 = 19,885 \text{ мм}.$$

Три стержня, шлифованные под размер 19,87 мм, свободно входили во все пять шайб, положенные стопкой (фиг. 218).

Опыт второй.

Найдем размер стержней, которые должны войти в одно из отверстий при наличии центрирующей скалки по формуле первого случая:

$$d_{\text{отв}} - d_{\text{стерж}} \geq |\Delta| + |\delta|.$$

Теоретический размер $N = 9,75$ мм. Ошибка в размере:

$$\Delta = 9,69 - 9,75 = - 0,06 \text{ мм};$$

$$\delta = 9,84 - 9,75 = + 0,09 \text{ мм}.$$

Тогда

$$d_{\text{стерж}} \leq 20 - 0,09 - 0,06 = 19,85 \text{ мм},$$

т. е. один стержень $\varnothing 19,87$ мм не всегда войдет в отверстия 20А при наличии центрирующей скалки, что и имело место (фиг. 219). Стержни же диаметром 19,75 мм входят во всех случаях.

Опыт третий.

Если мы захотим при наличии центрирующей скалки (фиг. 220) вставить в диски три стержня, то придется учитывать ошибки между крайними отверстиями, считая опять по формуле второго случая:

$$d_{\text{отв}} - d_{\text{стерж}} \geq \left(0,13 + 0,10 \right) \frac{1}{2};$$

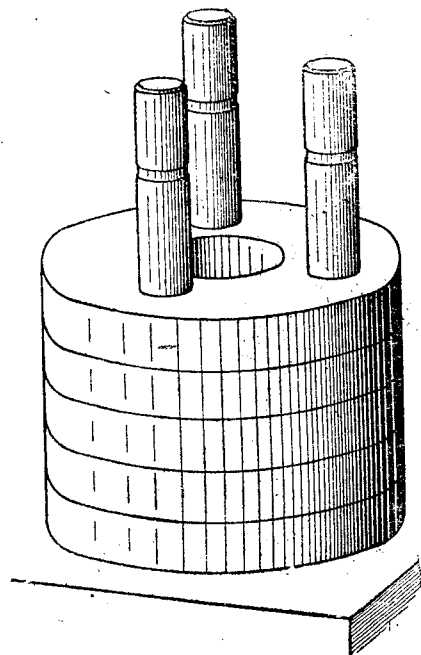
$$d_{\text{стерж}} \leq 20 - \frac{1}{2} (0,13 + 0,10) = 19,885 \text{ мм}.$$

Кроме того, мы не должны забывать об ошибках в размере 9,75, вычисленных во втором опыте.

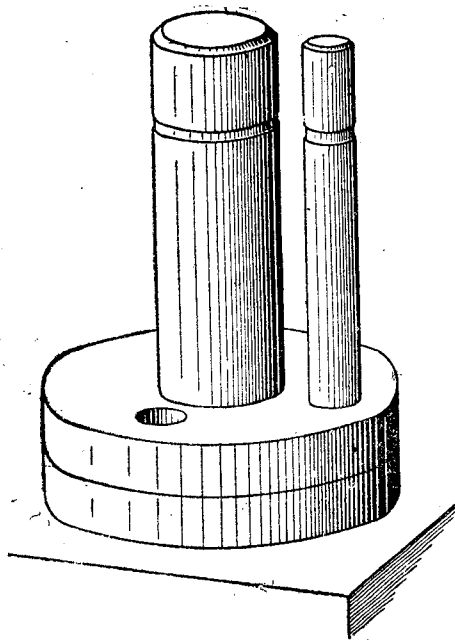
Сравнивая последний подсчет с подсчетом второго опыта, мы можем сделать вывод, что скалки $\varnothing 19,87$ не войдут, но не из-за ошибок в размере 97,05, а из-за ошибок в размере 9,75.

При проверке на практике оказалось, что при некоторых комбинациях скалки не входили, т. е. теоретические выводы вполне подтвердились.

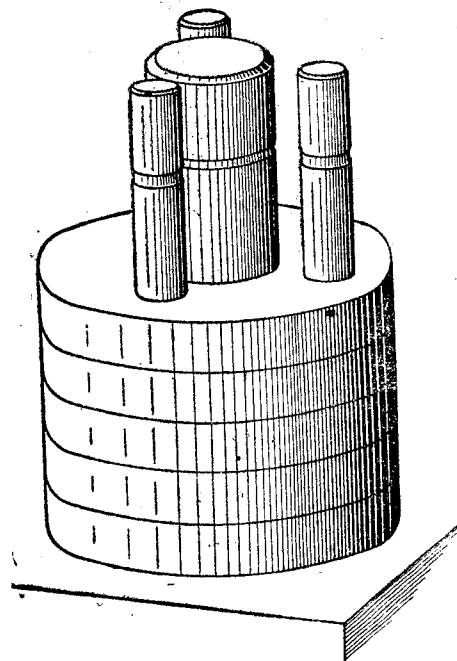
К данному случаю мы применили формулы второго случая — два отверстия без центрирующей скалки. При небольшом числе отверстий



Фиг. 218. Три стержня в стойке.

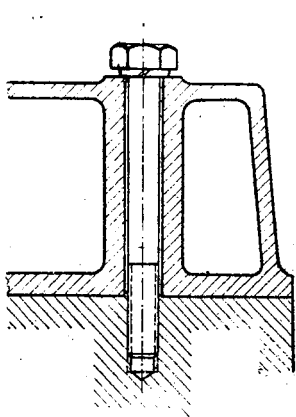


Фиг. 219. Два стержня в двух шайбах.

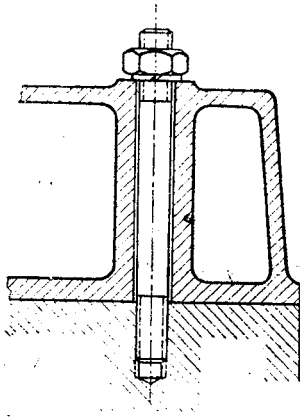


Фиг. 220. Три стержня и центрирующая скалка в стойке.

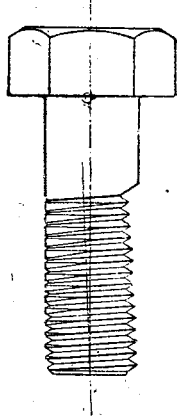
это вполне допустимо, при большом же числе отверстий, например 6, 8, 12, надежнее применять формулу первого случая. Объясняется это тем, что при большом числе стержней возможные относительные перемещения фланцев значительно меньше, и этот случай приближается к случаю с центрирующей скалкой.



Фиг. 221. Шуруп.



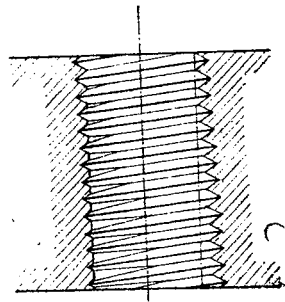
Фиг. 222. Шпилька.



Фиг. 223. Бракованный болт.

При постановке такого опыта нельзя забывать, что могут иметь место случаи, когда, несмотря на отрицательный расчетный результат, будет иметь место легкая сборка деталей. Объясняется это тем, что на данный случай, как и на любой случай в учении о допусках, распространяема теория вероятности и могут иметь место комбинации взаимоуничтожающихся ошибок, — в результате получается легкая сборка деталей. В приведенном выше примере при некоторых положениях дисков удавалось вставить три стержня диаметром 19,87 мм при наличии центральной скалки.

Все приведенные формулы и разобранные случаи относятся к деталям со сквозными или расточенными отверстиями. Если одно из отверстий нарезано и в него вставляется шуруп или шпилька (фиг. 221 и 222), то вопрос о размере зазора между стержнем и стенками отверстия несколько усложняется. Приходится принимать во внимание ошибки в изготовлении болта и нарезки в теле.

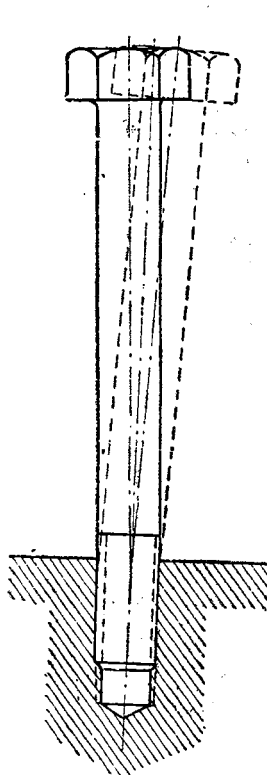


Фиг. 224. Бракованная нарезка отверстия.

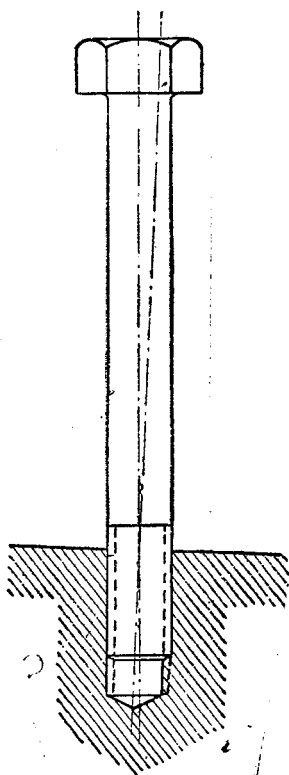
Особенно неприятные формы принимают перекосы резьбы по отношению к оси болта или отверстия при нарезке плашками и метчиками вручную; на фиг. 223 показан болт, при нарезке которого плашка с первого момента пошла косо. Чем дальше нарезать, тем глубже будет заходить плашка в тело болта, пока не сломается. То же самое может иметь место при нарезке отверстий метчиком, резьба может оказаться перекошенной, как это показано на фиг. 224.

Эти ошибки приводят к чрезвычайно нежелательным явлениям при сборке деталей, в особенности при длинных болтах.

В первом случае перекошенной нарезки болта мы при завертывании получим хождение головки болта по окружности (фиг. 225)



Фиг. 225. Хождение головки болта.



Фиг. 226. Перекос болта.

и для надежного завертывания болта или шпильки отверстие придется делать значительно больше. Во втором случае шпилька или болт встанут косо (фиг. 226), что также поведет к необходимости увеличения диаметра отверстия.

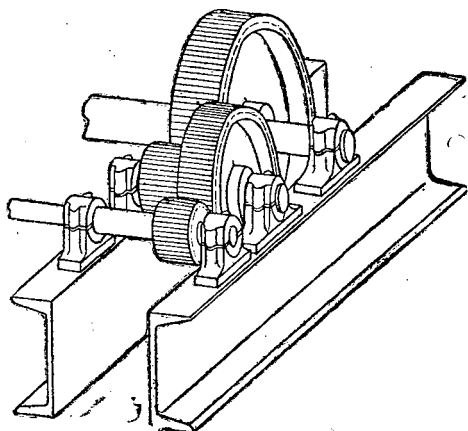
при промере расстояний между центрами нарезанных отверстий не следует забывать о допуске на внутренний диаметр резьбы, который значителен; его следует учитывать при промере штангелем.

ДОПУСКИ НА ШЕСТЕРНИ

Прежде чем разбирать вопрос о допусках на шестерни, необходимо разобраться в конструкции шестеренных передач с точки зрения допусков и взаимозаменяемости.

Есть две принципиально различных конструкции передач: 1) открытые передачи, валы которых имеют точки опоры в различных подшипниках, приболченных к раме (фиг. 227); 2) закрытые передачи в чугунных или сварных маслонепроницаемых картерах (фиг. 228).

Вопрос о допусках на передачи первого вида мы разбирать совершенно не будем, так как этот тип передач приходится в настоящее время считать устарелым. Если бы мы и попытались разобрать допуски для передач на приболченных к раме подшипниках, то вскоре отказались бы от этой попытки, так как в данном случае отсутствует основа всякой шестеренной передачи—жесткое расстояние



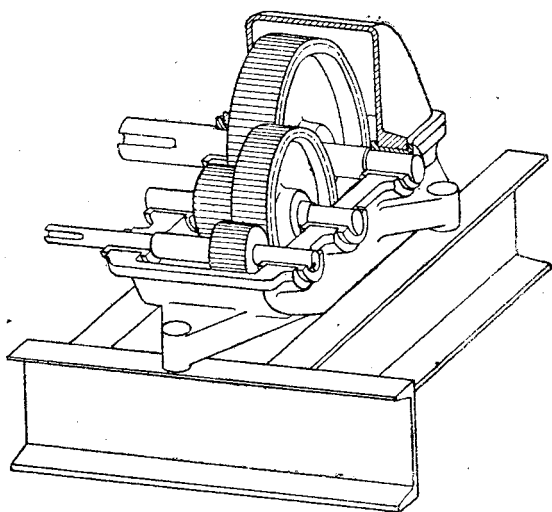
Фиг. 227. Открытые шестерни.

между центрами. При установке валов передач в подшипники мы отдаем точность соблюдения расстояний между центрами в руки монтеров, не пользующихся никакими измерительными инструментами; перекосы шестерен никем не проверяются; наличие часто встречающегося в подобных конструкциях клина, удерживающего шестерню на валу (фиг. 229), вызывает ее перекос и биение профиля.

При таких условиях, как бы точно мы ни исполняли шестерни, какими бы первоклассными станками мы ни пользовались, никогда хорошей работы шестерен мы не добьемся. Подобная установка еще может быть допустима для очень тихоходных шестерен, причем в этом случае приходится мириться с их недостатками, основной из которых — загрязнение зуба и, следовательно, большой износ.

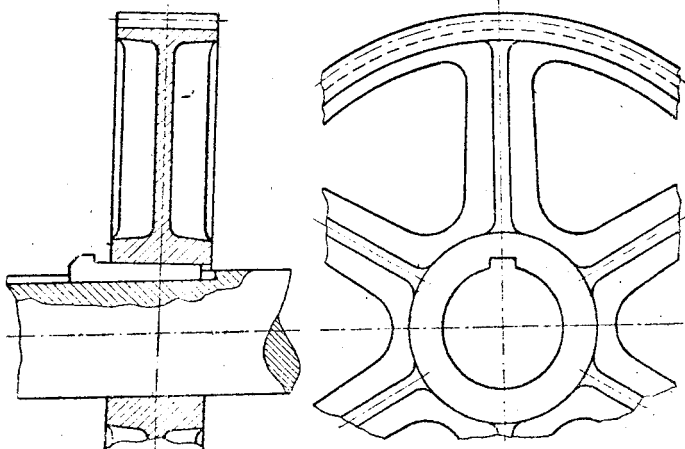
Итак, переходим к рассмотрению допусков на шестерни, заключенные в герметические масляные ванны, отлитые из чугуна, алюминия или сваренные из листового железа.

Прежде всего рассмотрим, какие элементы необходимо проверять у шестеренчатой передачи, и выясним, на какие размеры должны быть проставлены допуски.



Фиг. 228. Закрытые шестерни.

1. Расстояние между центрами опор валов. Этот размер необходимо проверять во избежание заклинивания шестерен или чрезмерного увеличения зазора между зубьями при раздвигании центров.

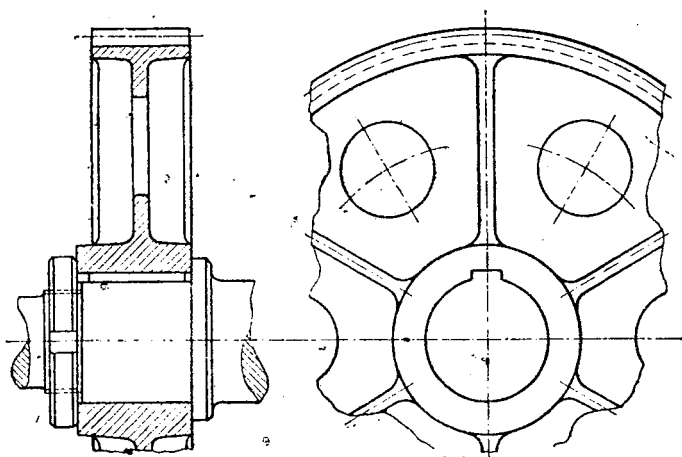


Фиг. 229. Шестерня на клину.

2. Непараллельности и перекосы осей, проходящих через опоры валов. Их необходимо проверять, так как в противном случае может иметь место касание зуба не по всей длине.

3. Биение опорной поверхности вала, на которую садится ступица шестерни, по отношению к цапфам вала.

В конечном результате мы должны добиться минимального биения профиля зуба (начальной окружности). Исполнив идеально шестерню и посадив ее на бьющий вал, мы получим бьющую шестерню. Бьющие шестерни при малом числе оборотов будут «выть»; при большом «реветь». Только небьющий профиль зуба даст бесшумную работу передачи. Во избежание этого вал не должен бить. С точки зрения конструкции должны быть приняты все меры против биения: шестерня должна садиться на закладную шпонку (фиг. 230) или на шлицы (фиг. 231), а не на клин (фиг. 229).



Фиг. 230. Шестерня на закладной шпонке.

4. Если шестерня не изготавливается за одно целое с валом, то надо промерять биение профиля по отношению к расточке ступицы.

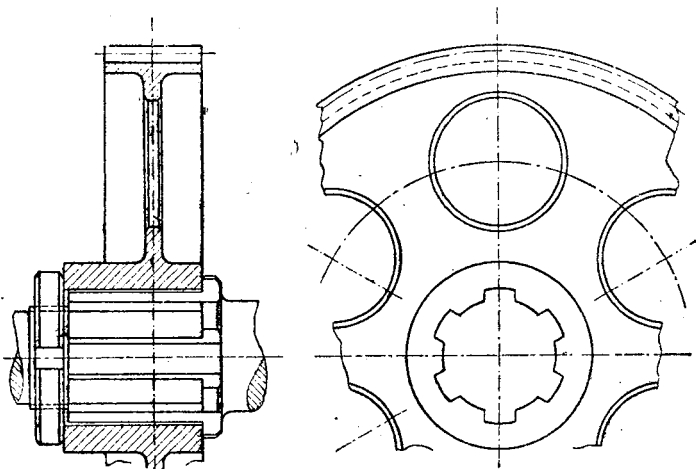
5. Толщину зуба (см. ниже) необходимо проверять во избежание заклинивания шестерни, или чересчур большого бокового зазора между зубьями. Необходимость проверки толщины вызывает повышение требования к наружной окружности шестерни, являющейся базой при промере толщины зуба.

6. Параллельность поверхности зуба оси вала шестерни необходимо проверять во избежание односторонней работы зубьев.

Для проверки правильности эвольвенты зуба существует ряд приборов, которые применяются только в специализированных цехах. В большинстве же случаев правильность эвольвенты является результатом точности работы станков, которые в общем дают вполне удовлетворительные результаты. На современных станках получить бесшумно работающие шестерни при 1500—2000 об/мин удастся без большого труда.

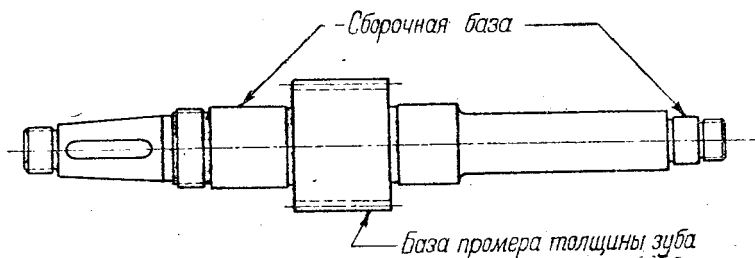
Вопрос о проверке шага зуба является чрезвычайно важным: при непостоянном шаге невозможно получить хорошо работающие шестерни. Но шаг зуба косвенно проверяется при проверке боя профиля (см. ниже), причем гораздо точнее, чем он может быть проверен

при помощи зубомера. Поэтому специально вопроса о проверке шага здесь не ставим, хотя с практической точки зрения он не вызывает трудностей.



Фиг. 231. Шестерня на шлицах.

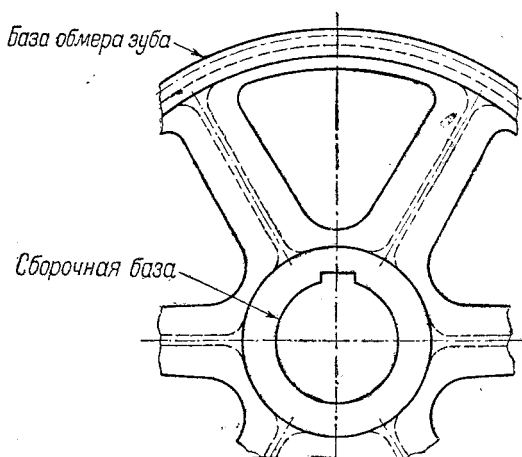
Приемы промеров расстояний между центрами, непараллельностей и перекосов осей, т. е. приемы промеров картеров, разобраны выше (см. гл. XV). То же касается проверки вала на биение, описанное в гл. VIII. Во избежание повторений здесь не будем останавливаться на этих вопросах и перейдем к проверке размеров заготовки для шестерен.



Фиг. 232. База шестерни с валом.

При изготовлении шестерен надо различать два принципиально различных случая: 1) шестерня, изготавливаемая за одно целое с валом (фиг. 232), и 2) шестерня, насаженная на вал (фиг. 233). Разница заключается в месте расположения сборочной базы шестерни. В первом случае сборочной базой являются цапфы вала: все обмеры, относящиеся к профилю зуба, кроме его толщины, производятся от цапфы вала, только обмер толщины зуба производится от наружной окружности. Это заставляет чисто и точно изготовлять наружную окружность шестерни. Но это нужно не всегда: в случаях массового произ-

водства при хороших станках на наружную окружность можно вовсе не обращать внимания, установив фрез на станке на определенном расстоянии от оси шестерни и фрезеруя шестерни, не проверяя их



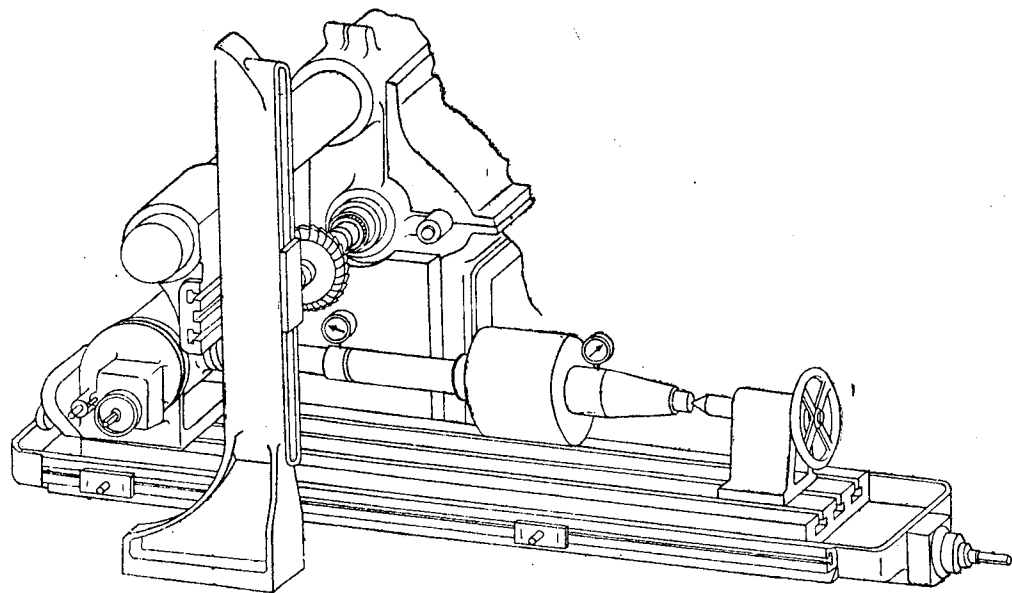
Фиг. 233. База шестерни с расточкой.

установки на станок. В этом случае необходимо только проверять биение цапф вала (фиг. 234), так как станок будет давать начальную окружность зуба, concentричную линии центров. Если же цапфы валов будут бить, то и профиль зуба при установке вала в подшипнике будет бить вместе с линией центров. В результате мы не получим бесшумной работы шестерен, поэтому при установке заготовки на станок все внимание должно быть обращено на биение цапф вала, которое не должно превосходить данных табл. 38.

Таблица 38

ДОПУСКИ НА НАРУЖНУЮ ОКРУЖНОСТЬ ЗАГОТОВОК ШЕСТЕРЕН
(в микронах)

Наружный диаметр шестерни мм	Допуск на наружный диаметр шестерни		Овальность наружной окружности шестерни	Биение наружной окружности шестерни по отношению к расточке или цапф по отношению к центральной линии шестерни
	Верхний	Нижний		
до 50	0	— 50	12	20
от 50 до 80	0	— 60	15	25
» 80 » 120	0	— 70	15	25
» 120 » 180	0	— 80	20	30
» 180 » 260	0	— 90	20	30
» 260 » 360	0	— 100	25	35
» 360 » 500	0	— 110	25	35
» 500 » 640	0	— 120	30	40
» 640 » 800	0	— 130	30	45
» 800 » 1000	0	— 140	35	50
» 1000 » 1250	0	— 160	35	55
» 1250 » 1600	0	— 180	40	60
» 1600 » 2000	0	— 200	40	65



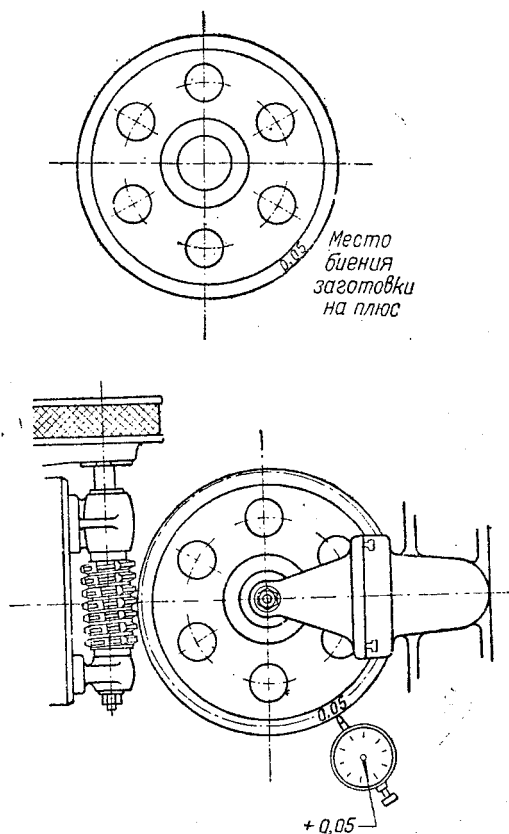
Фиг. 234. Установка шестерни вала на станок.

При изготовлении шестерен с расточками в большинстве случаев все внимание приходится обращать на наружную окружность, перенося на нее базу обмеров с расточки, которая является сборочной базой. В этом случае наружная окружность шестерни служит не только для промера толщины зуба, но и для точной центровки заготовки на зуборезном станке, как указано выше (фиг. 141). Все внимание при изготовлении заготовок должно быть обращено на наружную окружность, которая должна быть обработана чисто и точно. Нет смысла выставлять особые требования к точности абсолютного размера заготовки: третий и четвертый классы — вполне достаточная точность (C_3 или C_4), но зато следует обращать большое внимание на овальность и биение наружной окружности. Овальность наружной окружности недопустима при проверке толщины зуба; большая овальность исказит показания зубомера и исключит возможность точной установки заготовки на станок. Большое биение также недопустимо по тем же причинам, что и овальность.

Во-время замеченное преувеличенное биение наружной окружности может быть легко исправлено соответствующей установкой на станок. Квалифицированные рабочие в этом случае применяют следующий прием: заготовку с пометкой контролера, указывающей величину биения и место, в котором заготовка «бьет на плюс», устанавливают таким образом, что при вращении стола она в этом же месте бьет на плюс (фиг. 235).

В результате такой установки биение заготовки не отражается на биении профиля зуба: ошибки в исполнении заготовки и ошибки установки противоположны, — они складываются и взаимно уничтожаются. Точность же исполнения наружной окружности для работы шестерни не важна, важно иметь точный концентричный профиль зуба.

Есть случай, когда при изготовлении шестерен с расточками можно обойтись без переноса базы на наружную окружность. Эти



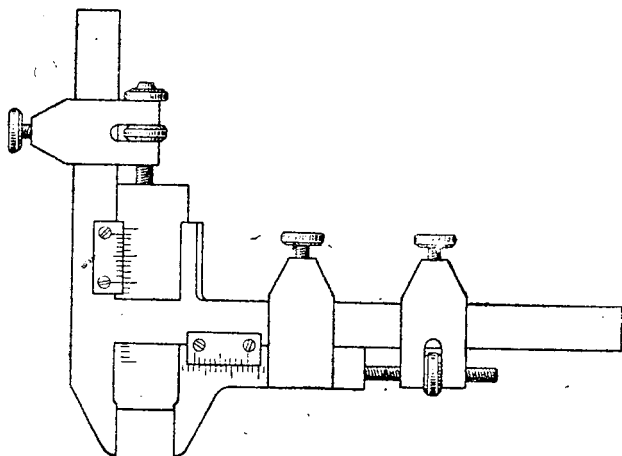
Фиг. 235. Установка бракованной заготовки на станок.

случаи имеют место при массовом производстве, примерами их могут быть следующие:

1. Установка шестерни на скалку зуборезного станка, которая хорошо выверена (фиг. 132). Если скалка не бьет и станок хорошо проверен и отрегулирован, то нетрудно получить точный и концентрический профиль зуба.

2. Можно идти другим путем: не обращать внимания на концентричность профиля зуба расточки при фрезеровке зуба, оставляя припуск на шлифовку отверстия после нарезки зуба.

При шлифовке отверстия установку шестерни производить по профилю зуба. Для этого иногда изготавливаются специальные трех-кулачные патроны со скалками, которые входят между зубьями и, опираясь на их боковые поверхности, точно центрируют шестерни.



Фиг. 236. Штангель-зубомер.

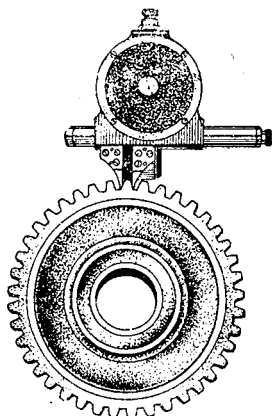
В обоих случаях наружная окружность не имеет никакого влияния на точность профиля и в процессе изготовления шестерен не участвует.

При фрезеровке зуба шестерни производится обычно только один обмер толщины зуба. Эта операция обычно производится или при помощи штангеля-зубомера (фиг. 236), или при помощи оптического зубомера Цейсса (фиг. 237).

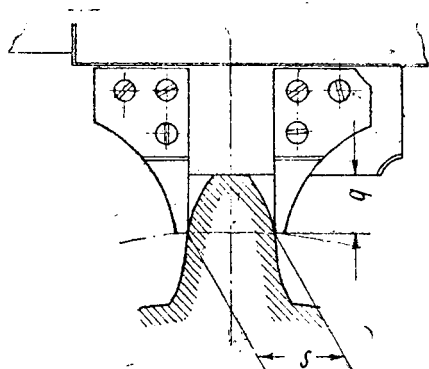
Для быстроходных шестерен, когда величина бокового зазора должна быть мала, а следовательно, точность исполнения толщины зуба имеет большое значение, применение зубомера Цейсса обязательно. В тех же случаях, когда величина зазора большого значения не имеет, можно спокойно обходиться зубомером с нониусом. В сущности говоря, для хорошей работы шестерни небольшой быстроходности абсолютная толщина зубьев не имеет большого значения, важно только постоянство толщины зубьев на всей шестерне. Поэтому гнаться за абсолютной точностью исполнения зуба не следует. Надо очень внимательно следить за станками, хорошо их регулировать и во-время уничтожать все зазоры в результате износа. Станок, нахо-

дящийся под хорошим надзором, дает всегда хороший профиль зуба и точно выдержит шаг.

Проверка толщины зуба производится обычно на начальной окружности по хорде зуба (фиг. 238). Длина хорды на соответствующей высоте зуба (расстояние от наружной окружности) должна быть дана

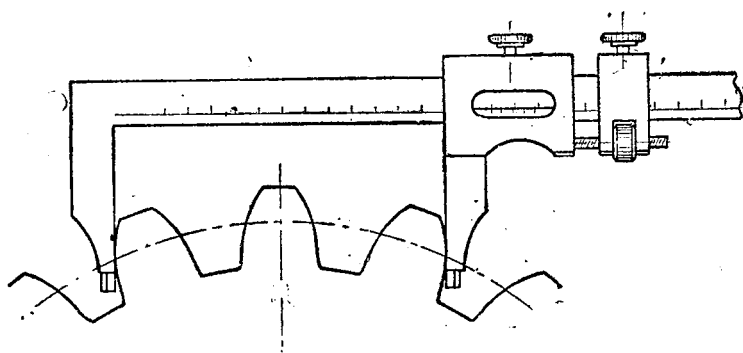


Фиг. 237. Зубомер Цейсса.



Фиг. 238. Промер толщины.

на чертеже с соответствующим допуском. Для вычислений удобно пользоваться табл. 39, заимствованной из «Справочника металлиста». Эта таблица просчитана для шестерен без зазора. Если необходим боковой зазор, то толщину зуба приходится несколько уменьшать.



Фиг. 239. Промер толщины штангелем.

Для высококачественных шестерен зазор приходится брать в пределах $\frac{1}{100}$ шага, для тихоходных шестерен можно его увеличивать до $\frac{1}{40}$ шага.

В исключительных случаях, например у распределительных шестерен двигателей внутреннего сгорания, зазор приходится доводить до нуля, но подобные случаи редки и обычно вызваны какими-либо особыми обстоятельствами; в приведенном примере — необходимостью точно выдержать момент зажигания и открытие и закрытие клапанов.

ТОЛЩИНА ЗУБА ШЕСТЕРНИ¹

Число зубьев	При известном модуле		При известном шаге зуба	
	k_s	k_q	k_s	k_q
10	1,5643	1,0615	0,4979	0,3379
11	1,5654	1,0559	0,4983	0,3361
12	1,5663	1,0513	0,4986	0,3346
13	1,5669	1,0473	0,4988	0,3333
14	1,5674	1,0441	0,4990	0,3323
15	1,5679	1,0411	0,4991	0,3313
16	1,5682	1,0385	0,4992	0,3305
17	1,5685	1,0363	0,4993	0,3298
18	1,5688	1,0342	0,4994	0,3291
19	1,5690	1,0324	0,4994	0,3286
20	1,5692	1,0308	0,4994	0,3281
21	1,5693	1,0293	0,4995	0,3276
22	1,5694	1,0281	0,4995	0,3272
23	1,5695	1,0268	0,4995	0,3286
24	1,5696	1,0257	0,4995	0,3265
25	1,5697	1,0246	0,4996	0,3261
26	1,5697	1,0237	0,4996	0,3258
27	1,5698	1,0228	0,4996	0,3255
28	1,5699	1,0221	0,4997	0,3253
29	1,5700	1,0212	0,4997	0,3251
30	1,5700	1,0206	0,4998	0,3249
32	1,5701	1,0192	0,4998	0,3244
34	1,5702	1,0182	0,4998	0,3241
35	1,5702	1,0176	0,4998	0,3239
36	1,5703	1,0171	0,4998	0,3238
38	1,5703	1,0162	0,4999	0,3235
40	1,5704	1,0154	0,4999	0,3232
42	1,5704	1,0146	0,4999	0,3229
44	1,5704	1,0141	0,4999	0,3228
45	1,5704	1,0137	0,4999	0,3226
46	1,5705	1,0134	0,4999	0,3226
48	1,5706	1,0128	0,4999	0,3224
50	1,5707	1,0123	0,4999	0,3222
55	1,5707	1,0112	0,4999	0,3218
60	1,5708	1,0103	0,5000	0,3216
70	1,5708	1,0088	0,5000	0,3211
80	1,5708	1,0077	0,5000	0,3209
97	1,5708	1,0064	0,5000	0,3203
127	1,5708	1,0063	0,5000	0,3199
135	1,5708	1,0045	0,5000	0,3197
Рейка	1,5708	1,0000	0,5000	0,3183

¹ Для получения числовых значений s и q необходимо коэффициенты k_s и k_q умножить на соответствующий известный модуль или шаг для выбранной шестерни.

В соответствии со сказанным допуски на толщину зуба, данные в табл. 40, разбиты на две группы: точное изготовление применяется при быстроходных шестернях (при окружной скорости более 2—3 м/сек), требующих особой аккуратности исполнения; обычное — для тихоходных шестерен.

В первом случае приходится пользоваться только оптическим зубомером, во втором случае можно обойтись зубомером с нониусом или же проверять расстояние между соседними эвольвентами при помощи штангеля¹ (фиг. 239).

Как видно из табл. 40, допуски односторонние даны со знаком минус, т. е. в тело зуба, что гарантирует от заклинивания зубьев при сборке.

Каждая шестерня после фрезеровки должна пройти контроль, который заключается в определении биения профиля зуба — биения начальной окружности по отношению к сборочной базе шестерни. Выше мы видели, что базой шестерни могут быть цапфы вала, если шестерня изготавливается заодно с валом, или расточка ступицы шестерни, если имеем дело с шестерней, насаживаемой на вал.

Таблица 40

ДОПУСКИ НА ТОЛЩИНУ ЗУБА

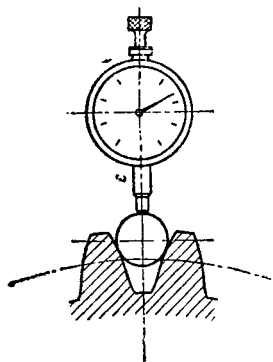
Модуль зуба	Допуск при точном изготовлении (оптический зубомер)		Допуск при обычном изготовлении (зубомер с нониусом)	
	Верхний	Нижний	Верхний	Нижний
2	0	— 30	0	— 130
3	0	— 30	0	— 140
4	0	— 35	0	— 150
6	0	— 35	0	— 160
8	0	— 40	0	— 170
10	0	— 40	0	— 180
12	0	— 45	0	— 190
14	0	— 45	0	— 200
16	0	— 50	0	— 210
18	0	— 50	0	— 220
20	0	— 55	0	— 230
22	0	— 55	0	— 240
24	0	— 60	0	— 250
26	0	— 60	0	— 260

В зависимости от того, что является базой, приходится применять различные установки для обмера биения, основанные на одном и том же приеме, который состоит в следующем. Во впадину между зубьями кладут скалки (фиг. 128), подбирая их диаметр так, чтобы опершись на боковые поверхности зуба, скалка немного выступала

¹ Buckingham, Spur Gear., 1928, N. Y., стр. 330.

за наружную окружность шестерни (фиг. 240). Скалка, лежащая на эвольвентах двух зубьев, дает возможность проверить одновременно два момента: постоянство шага зуба и биение начальной окружности.

Если станок работает плохо, предположим червяк, вращающий стол карусельного зуборезного станка, плохо отрегулирован (с зазором), то шаг в результате «игры» стола не будет постоянен. Проверив толщину зуба зубомером и убедившись в его постоянстве в пределах допуска, мы найдем ошибку в шаге в результате непостоянства ширины впадины. Чем шире впадина, тем глубже ляжет скалка, а глубина погружения скалки фиксируется индикатором. Вращая шестерню и перекладывая скалку из одной впадины в другую, можно проверить шаг зубьев и биение начальной окружности. Необходимо отметить, что хорошие результаты по указанию биения профиля будут только в том случае, когда не будет ошибки в шаге зуба, которая может исказить всю картину (фиг. 241). На фиг. 242 даны промеры биения профиля зуба шестерни, не имеющей заметной ошибки в шаге; ломаная кривая приближается к синусоиде и показывает на эксцентричность начальной окружности зуба по отношению к расточке — биение профиля зуба.



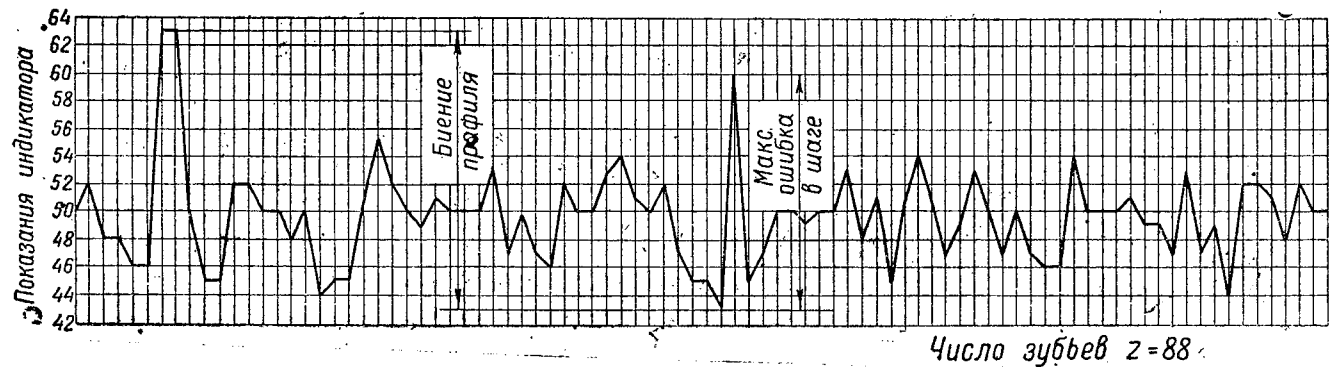
Фиг. 240. Скалка во впадине

Таблица 41

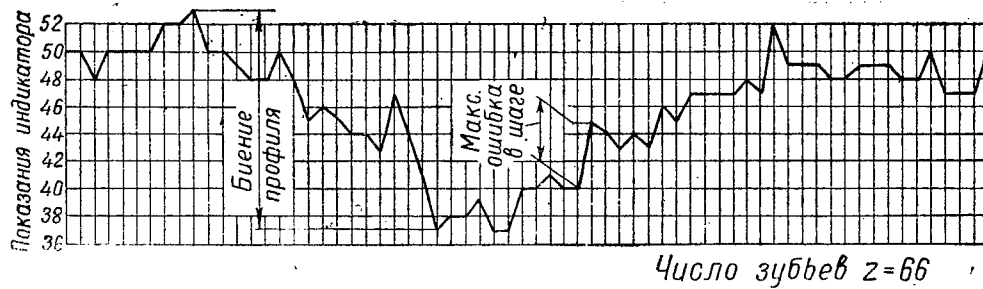
ДОПУСК НА БИЕНИЕ ПРОФИЛЯ ЗУБА ШЕСТЕРНИ

Диаметр шестерни мм	Допуск на биение про- филя в микро- нах
до 50	40
от 50 до 80	50
» 80 » 120	50
» 120 » 180	60
» 180 » 260	60
» 260 » 360	70
» 360 » 500	70
» 500 » 640	80
» 640 » 800	90
» 800 » 1000	100
» 1000 » 1250	110
» 1250 » 1600	120
» 1600 » 2000	130

Абсолютное значение биения более 0,1 мм уже сказывается на работе шестерни в виде неровности и дрожания, но шума не будет. Лучше бой профиля держать в пределах, указанных в табл. 41.



Фиг. 241. График боя шестерни, искаженный ошибками в шаге.

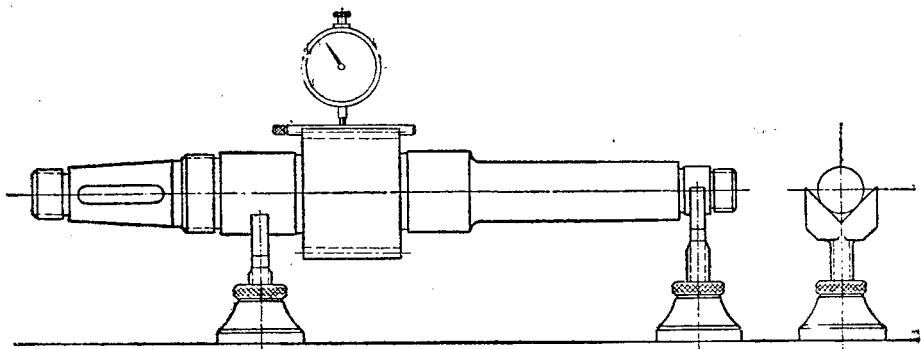


Фиг. 242. График боя шестерни.

Еще раз отмечаем, что все приводимые здесь допуски относятся к шестерням, заключенным в герметические чугунные или сварные кожухи, наполненные маслом. Для открытых низкокачественных шестерен, не имеющих жестких опор, указанные допуски могут быть сильно увеличены.

Установки шестерен для проверки биения профиля зуба, как указано выше, различаются между собой в зависимости от конструкции шестерни и в зависимости от того, что является сборочной базой. В том случае, когда шестерня изготавливается заодно с валом, можно идти двумя путями при проверке биения профиля.

Первый путь — это непосредственная проверка биения индикатором после установки шестерни на домкраты (фиг. 243).



Фиг. 243. Шестерня-вал на домкратах.

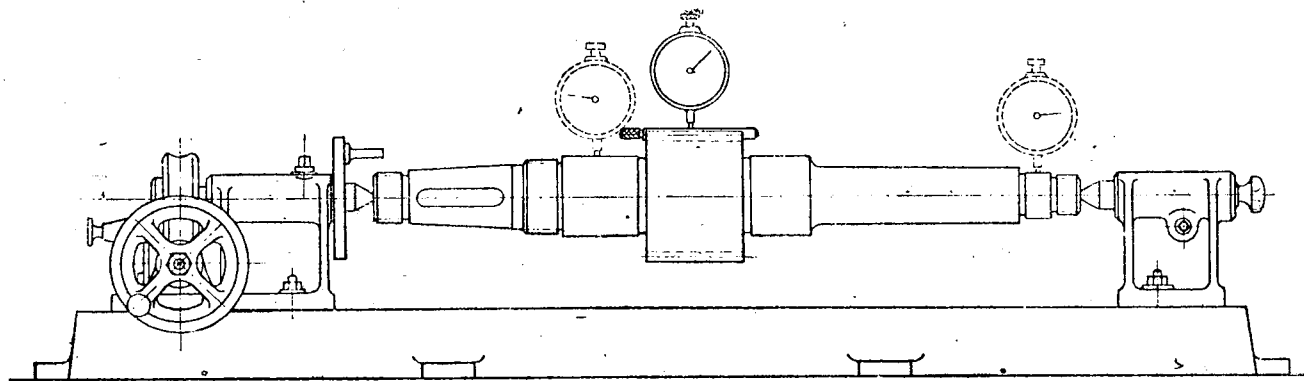
Проверив горизонтальность шестерни над разметочной плитой, можно приступить к проверке биения, вращая шестерню на призмах домкратиков и проверяя биение скалкой, положенной во впадины между зубьями.

Можно шестерню установить на центры (фиг. 244) и проверить биение цапф вала. После этой предварительной проверки можно или устранить биение цапф, перешабрив центры, или же учитывать биение цапф при проверке биения профиля.

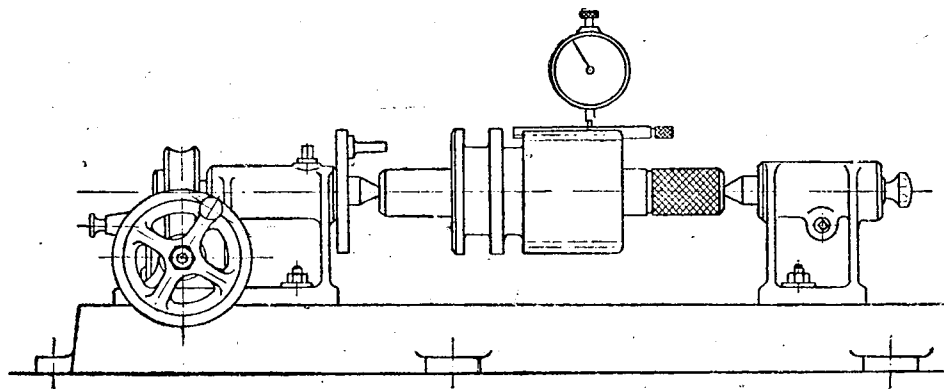
Проверка дисковых шестерен производится на специальной цементованной и закаленной скалке, входящей скользящей посадкой в расточку шестерни. Скалка обычно шлифуется по первому классу (C_1), причем биение скалки по отношению к центрам не допускается вовсе.

Проверка биения профиля производится скалками, как указано выше, или на центрах, как показано на фиг. 245, или на станке. Последний способ применяется при проверке крупных шестерен.

Проверка биения профиля при помощи скалки производится одинаково просто для шестерен с прямыми и косыми зубьями (фиг. 246). Скалка ложится на косом зубе вполне жестко и дает совершенно точные указания. Для проверки этого можно воспользоваться шариками от шарикоподшипника, которые, как известно, исполняются очень точно. Положив его во впадину вместо скалки и подводя под индикатор с плоским бойком (фиг. 247), можно проверить биение

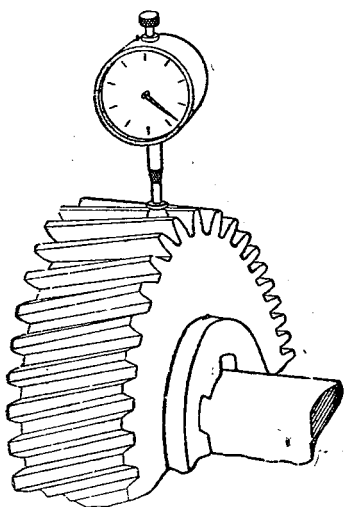


Фиг. 244. Шестерня-вал на центрах.

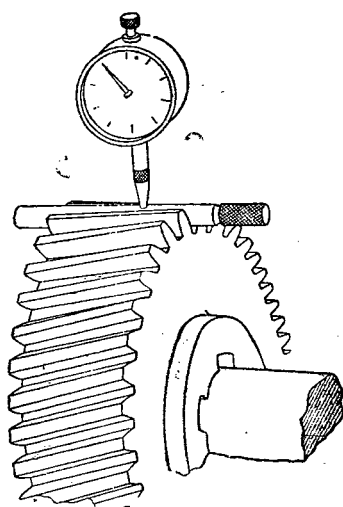


Фиг. 245. Шестерня на скалке.

шестерни совершенно точно. Параллельная проверка шариком и скалками показывает совпадение результатов; это дает возможность пользоваться скалками, что практически значительно удобнее, чем пользование шариком.



Фиг. 246. Скалка на косом зубе.

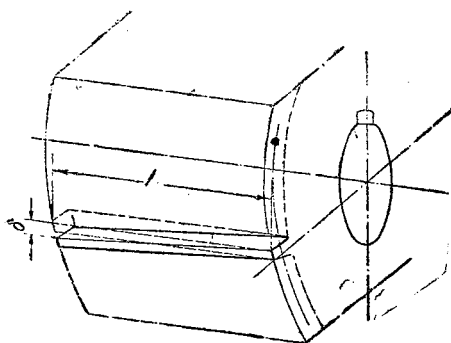


Фиг. 247. Шарик на косом зубе.

После проверки биения профиля необходимо проверить параллельность боковой поверхности зуба оси шестерни. Выше было отмечено, что эта проверка необходима для работы шестерни по всей длине зуба. Эту проверку лучше всего производить одновременно с проверкой биения профиля, проводя индикатором вдоль зуба.

При проверке больших шестерен на станке, следует индикатор на подставке установить на супорт станка и, двигая супорт по направляющим, следить за индикатором.

Отклонение стрелки индикатора δ , деленное на длину зуба l и умноженное на 100 (фиг. 248), даст непараллельность зуба оси, которая допустима в пределах не более 0,05 мм на 100 мм.



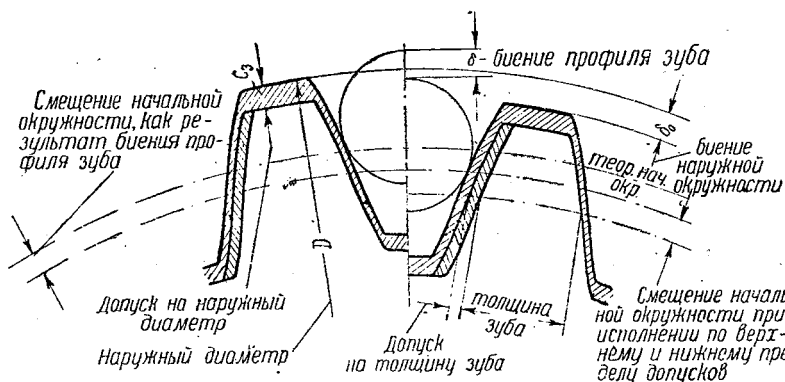
Фиг. 248. Непараллельность зуба.

При проверке небольших шестерен непараллельность удобно проверять на станке для проверки валов, изображенном на фиг. 138, работая его супортом так же, как супортом станка.

Разобравшись в приемах обмера шестерни и дав таблицы допусков, составим сводку допусков и посмотрим, как они располагаются по отношению к начальной линии профиля зуба.

Необходимо оговориться, что приводимые таблицы допусков не претендуют на абсолютную точность и в дальнейшем возможны уточнения и коренные изменения, но уже и в том виде, как есть, они дают принципиальные установки и масштаб ошибок.

На фиг. 249 дано расположение допусков, как оно дано в приведенных выше таблицах. Из них мы видим, что все допуски, не исключая и допуски на расстояние между центрами, не данного на приведенной схеме, идут в тело шестерни, т. е. в сторону увеличения бокового зазора между зубьями.



Фиг. 249. Схема допусков.

Несколько иначе может быть истолкован допуск на биение, который может идти в сторону уменьшения зазора у части зубьев. Сравнивая биение профиля зуба с величиной обычно допустимого зазора, нетрудно заметить, что увеличение толщины зуба от смещения начальной окружности в результате боя будет только небольшой частью зазора, а следовательно, заклинивание шестерен невозможно.

Если шестерни рассчитываются и должны работать абсолютно без зазора, бой профиля расклинит шестерни, и они не смогут провернуться. Таким образом в этом случае шестерни не должны иметь абсолютно никакого боя, — практически это недостижимо. Этим объясняется то, что при исполнении подобных шестерен применяются специальные обкаточные станки, на которые устанавливается пара шестерен, отфрезерованная с несколько более полным зубом, и шестерни, посыпанные мелким наждаком приводятся во вращение. В начале обкатки расстояние между центрами шестерен берется несколько больше расчетного, потом постепенно, по мере работы, шестерни сближаются до тех пор, пока не будет выдержано заданное расстояние между центрами.

После такой обкатки боковой зазор между зубьями бывает близок к нулю, и качество работы шестерен вполне удовлетворительно.

ГЛАВА XVII

ДОПУСКИ НА ШПОНКИ И ШЛИЦЫ

В настоящее время распространены три метода сочленения ступицы с валом (см. выше): клин (фиг. 229), шпонка (фиг. 230) и шлицы (фиг. 231).

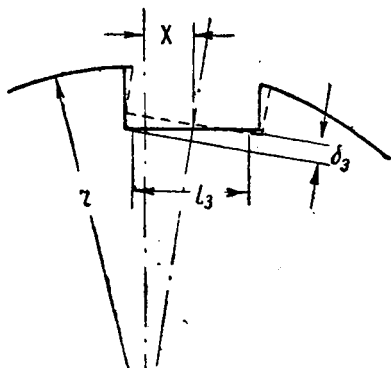
Клин принадлежит к числу деталей, сыгравших большую роль в развитии машиностроения; в настоящее время он уступает место шпонке и шлицевому соединению. Большим распространением он до сих пор пользуется в среднем и тяжелом машиностроении, хотя и имеет очень серьезные конструктивные и производственные недостатки.

К таким недостаткам надо прежде всего отнести то, что всякая деталь (шестерня, шкив и пр.), посаженная на клин, напряжена при сборке, перекошена на валу (фиг. 229), узел с клином не взаимозаменяем и требует обязательной припиловки клина. Поскольку сборка клина производится всегда по месту, причем основным методом подгонки является ручная припиловка, говорить о допусках на клиновое соединение не приходится.

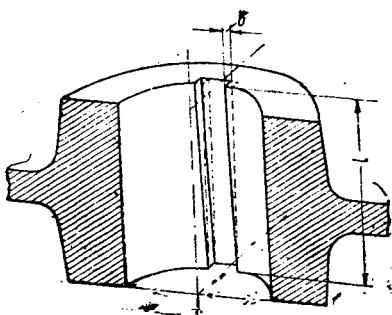
Шпонка, безусловно, имеет гораздо меньше недостатков, чем клин, но и она далеко несовершенна. Практически добиться взаимозаменяемости шпонок очень трудно, и в большинстве случаев шпонки припиливаются вручну. С точки зрения перекосов детали, посаженной на вал, шпонка значительно лучше, чем клин, но небольшие напряжения при посадке неминуемы. Для большей ясности разберем ошибки, которые имеют место при изготовлении шпоночных пазов и шпонок. Прежде всего заметим, что обычно требуется, чтобы шпонка плотно входила в паз в валу и в ступице, т. е. чтобы допуски на ширину пазов и толщину шпонки были не больше допусков второго класса элемента вал-отверстие. Цифровые значения допусков будут в пределах 0,01—0,02 мм, в противном случае характера посадки мы не получим. Ошибки же в абсолютных размерах, которые имеют место при изготовлении шпоночного соединения, значительно больше: согласно табл. 34 неровности при строжке шпонок будут в пределах 0,02 мм, допуск на толщину шпонки будет 0,065 мм, допуск на неровность стенок паза в валу по табл. 33—0,02 мм, допуск на ширину паза по табл. 34—0,065 мм.

Таким образом допуски на абсолютные размеры элементов деталей выходят далеко за пределы отмеченного выше конструктивно-необходимого допуска. Но все эти ошибки могут быть исправлены слесарем при индивидуальной сборке, для чего только необходимо шпонку сделать несколько полнее (на 0,2—0,3 мм), чтобы был избы-

ток металла на припиловку. Гораздо хуже обстоит дело с ошибками формы пазов.



Фиг. 250. Перекос дна паза.



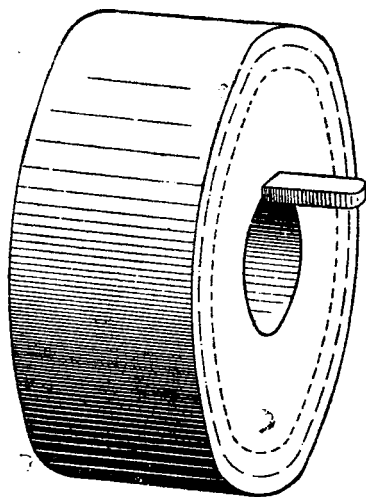
Фиг. 251. Паз в ступице.

Разберем их на примере 11 валиков, взятых из практики (табл. 42 и фиг. 250).

1. Непараллельность дна паза по отношению к оси изделия $\frac{\delta_1}{l_1} \cdot 100$, как видно из таблицы достигает 0,15 мм на 100 мм длины паза.

2. Непараллельность боковой стороны паза оси изделия $\frac{\delta_2}{l_2} \cdot 100$ достигает 0,2 мм на 100 мм длины.

3. Перекос дна паза в валу $\frac{\delta_3}{l_3} \cdot 100$ — до 0,55 мм или смещение



Фиг. 252. Шпонка в валу.

Фиг. 253. Шпонка в ступице.

паза от центра — смещение фрезы¹. В сущности это одна и та же ошибка, или, вернее, между этими двумя ошибками может быть найдена математическая зависимость:

$$\frac{x}{t-r} = \frac{\delta_3}{l_3}; \quad x = \delta_3 \frac{t-r}{l_3},$$

¹ Практически можно добиться при аккуратной работе более точного расположения паза в валу.

где l_3 — путь бойка индикатора при промере перекоса дна паза; его можно принять равным ширине паза минус 2 мм, т. е.

$$l_3 = b - 2.$$

Тогда имеем:

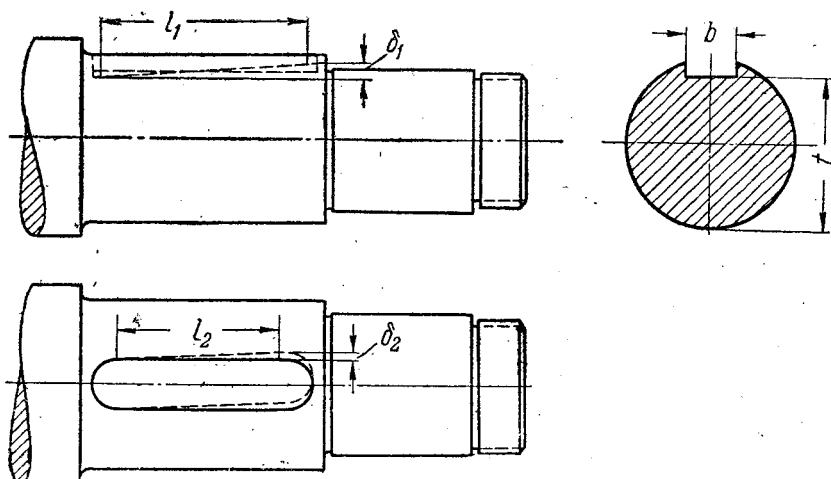
$$x = \delta_3 \frac{t - r}{b - 2}.$$

По этой формуле вычислена последняя графа табл. 42.

14. При изготовлении паза в ступице также будет иметь место непараллельность боковых стенок оси изделия (фиг. 251), которая достигает 0,05 мм на 100 мм длины.

Таблица 42

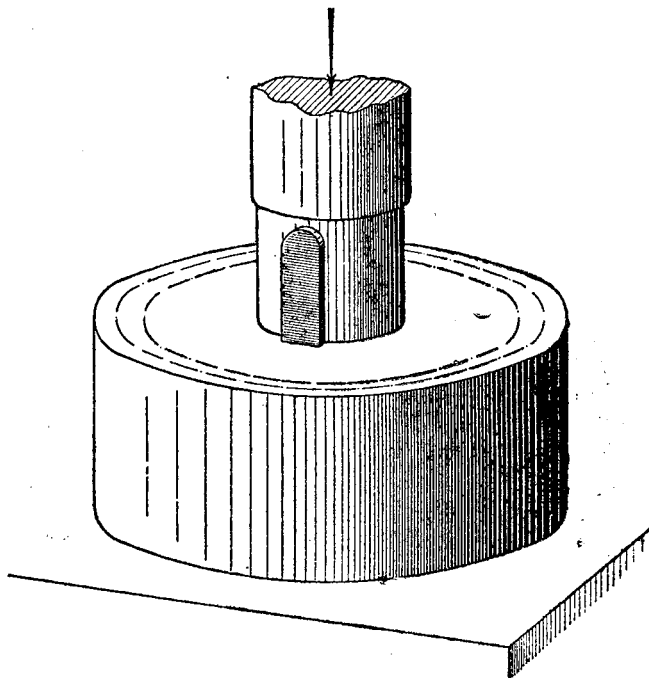
РАЗМЕРЫ ЩПОНОЧНЫХ ПАЗОВ



№ вала	Ширина паза b	Глубина t	Непараллельность оси вала		Перекос дна $\frac{\delta_3}{l_3} 100$	Смещение фрезы x
			Дна $\frac{\delta_1}{l_1} 100$	Боковой стороны $\frac{\delta_2}{l_2} 100$		
1	18,10	53,2	-0,15	+0,12	0	0
4	18,40	52,62	+0,05	+0,15	+0,30	+0,43
5	18,10	52,85	-0,05	+0,10	+0,15	+0,22
6	18,18	52,75	-0,05	-0,12	+0,25	+0,36
7	18,02	53,95	-0,1	+0,2	-0,25	-0,35
8	17,95	53,28	0	0	-0,25	-0,36
9	18,45	53,8	+0,15	0	-0,05	-0,07
10	18,05	52,85	+0,05	+0,1	+0,20	+0,29
11	17,98	52,43	0	0	-0,55	-0,94
12	18,16	52,85	0	0,05	0	0
13	18,17	52,58	0	0	+0,45	+0,65

5. Смещение паза в ступице в сторону от середины отверстия — до 0,2 мм.

Поскольку шпонка прилегает только боковыми сторонами (верх имеет зазор), перекося дна не имеет для работы шпонки никакого значения. Влияет на положение шпонки перекося боковых стенок, который благодаря небольшой глубине паза бывает незначительным. Это дает возможность покрыть многие ошибки исполнения.



Фиг. 254 Посадка на шпонку.

Согласно приведенным цифрам, в худшем случае мы будем иметь несовпадение пазов в ступице и валу на

$$\delta_2 = 0,20 + 0,05 = 0,25 \text{ мм на } 100 \text{ мм длины.}$$

Принимая во внимание ошибки перекося дна и боковых стенок — смещение фрезы, а также ошибки в абсолютных размерах, эту цифру придется значительно увеличить.

Напоминаем, что конструктивно необходимый допуск в этом случае равен 0,02 мм. Следовательно, практическое исполнение значительно ниже требуемого для правильной работы шпонки.

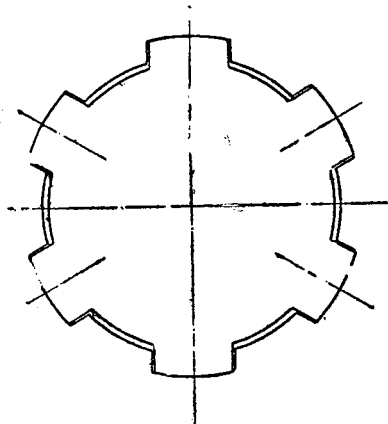
В действительности шпонка, исполненная несколько полнее номинала, плотно пригоняется к пазу в валу (фиг. 252): обычно ставится условие, чтобы шпонка входила в паз под ударами молотка. По шпонке распиливается паз в ступице (фиг. 253); опять-таки требуется плотный характер посадки. После этого шпонка вставляется в паз в валу,

и ударами свинцовой кувалды или под прессом деталь насаживается на вал (фиг. 254). В результате имеют место внутренние напряжения во всем соединении и перекосы детали на валу. Эти перекосы однотипны с перекосами от клина, но значительно меньше.

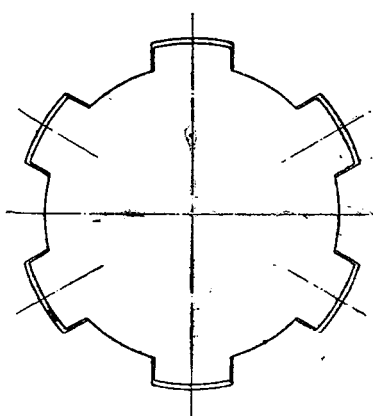
Избежать внутренних напряжений и перекосов можно только перейдя на шлицы.

С точки зрения производства необходимо различать шлицы:

- 1) с центровкой по наружной окружности (фиг. 255);
- 2) с центровкой по внутренней окружности (фиг. 256).



Фиг. 255. Шлицы с наружной центровкой.



Фиг. 256. Шлицы с внутренней центровкой.

Далее шлицевые отверстия могут быть: 1) протянуты и 2) выдолблены. Валики могут быть: 1) чисто фрезерованные, 2) шлифованные.

Каждому типу шлицев и методу их изготовления соответствуют свои допуски, являющиеся результатом имеющих место при изготовлении ошибок. Чтобы выяснить возможные ошибки шлицевых соединений, рассмотрим изготовление шлицевых валиков. Те же самые ошибки формы будут свойственны протяжкам (фиг. 257) — основному инструменту для массового изготовления шлицевых отверстий — и в той или иной форме скажутся на точности самого отверстия.

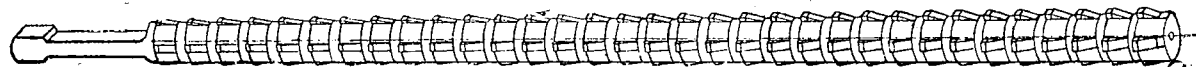
Шлицевые валики обычно изготавливаются на специальных фрезерных станках, при помощи червячных фрез (фиг. 258). При отсутствии фрез можно с достаточной точностью исполнить валики на горизонтально-фрезерных станках (фиг. 259 и 260).

Если валики впоследствии шлифуются, то при фрезеровке остается несколько десятых миллиметра на шлифовку, которая производится согласно фиг. 261 и 262.

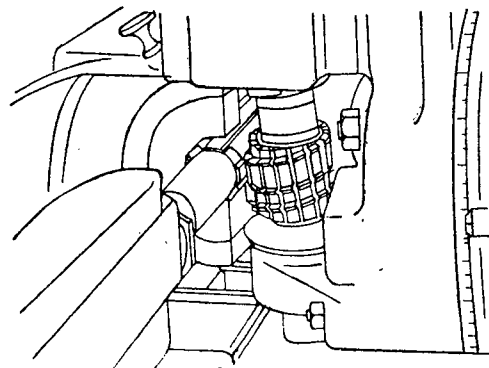
В зависимости от метода изготовления и точности работы станка будут иметь место ошибки изготовления. Величина их будет различна при различных методах, но они все будут геометрически подобны.

Будут иметь место следующие ошибки:

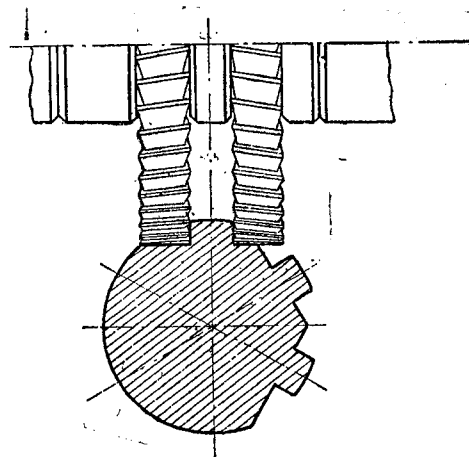
1. Ошибка в абсолютном размере центрирующей окружности. Эта ошибка обычно невелика, и центрирующая окружность может



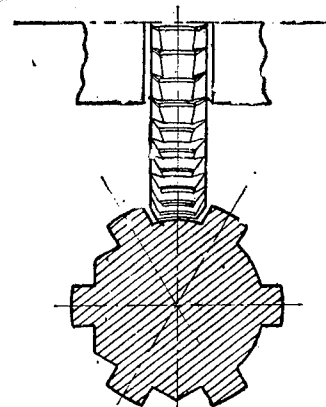
Фиг. 257. Протяжка.



Фиг. 258. Фрезеровка червячной фрезой.



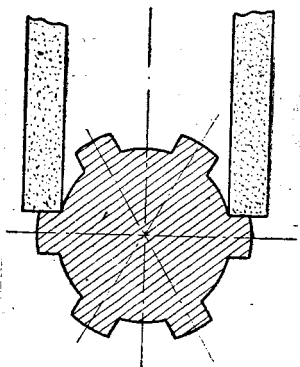
Фиг. 259. Фрезеровка шлиц, первая операция.



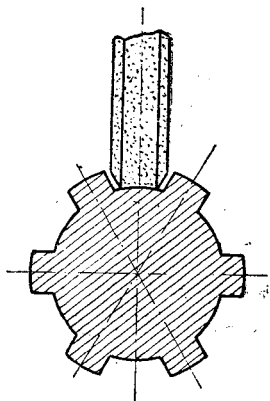
Фиг. 260. Фрезеровка шлиц, вторая операция.

быть выдержана по второму классу. Это относится к случаю центровки по внешней и внутренней окружности.

2. Бой центрирующей окружности по отношению к линии центров (фиг. 263) не более $0,01-0,03$ мм.

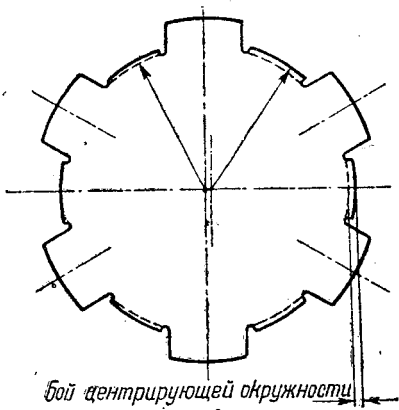


Фиг. 261. Шлифовка шлиц, первая операция.

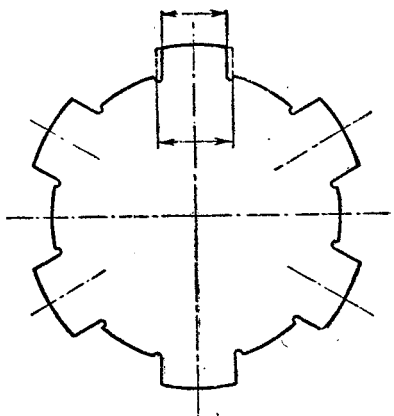


Фиг. 262. Шлифовка шлиц, вторая операция.

3. Конусность центрирующей поверхности не более $0,02$ мм на 100 мм длины. Проверяется так же, как и бой — при помощи индикатора на машине для проверки валов (фиг. 138).



Фиг. 263. Бой центрированной окружности.



Фиг. 264. Ошибка толщины шлицы.

4. Абсолютный размер толщины шлицы (фиг. 264) при фрезеровке может быть выдержан по скобе третьего класса элемента вал-отверстие. При доводке шлифовкой точность может быть выше.

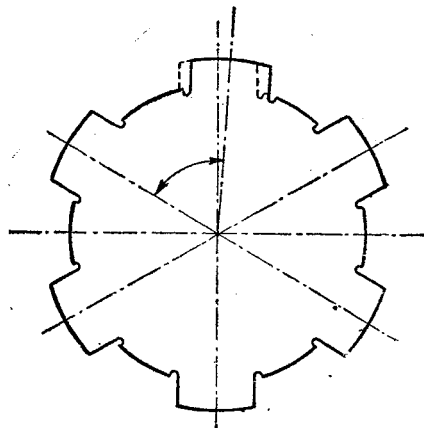
5. Ошибка в шаге шлицев (фиг. 265) при фрезеровке на горизонтально-фрезерном станке доходит до $5'$. При шлифовке ошибка бывает несколько меньше. Самое точное расположение шлицев получается, повидимому, при фрезеровке их червячной фрезой.

6. Перекос шлицев или непараллельность шлицев оси вала (фиг. 266) как при фрезеровке, так и при шлифовке достигает 0,03 мм на 100 мм длины.

Проверка ошибок в шаге и непараллельность производится также на станке для проверки валов.

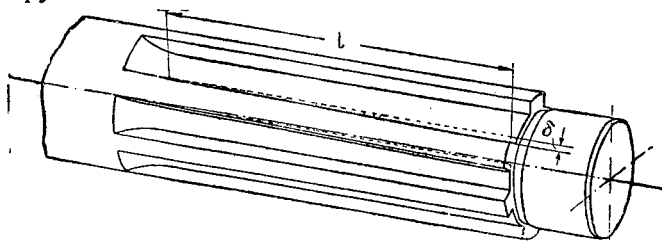
Переходя к протяжкам для шлицевых отверстий (фиг. 257 и 258), мы должны будем учитывать те же ошибки исполнения, но значительно меньшие по абсолютному значению.

Предположим, что протяжки исполнены очень точно и отверстия, получающиеся из-под протяжек, также точны. Все ошибки сосредоточены только на шлицевом валике. Вспоминая далее, что для выдерживания характера посадки, например скользящей или плотной, необходимо сузить допуски до 0,01—0,02 мм и, сравнивая их с ошибками формы шлицевого валика (более 0,1 мм), мы приходим к выводу, что выдержать характер посадки по боковым сторонам шлицев невозможно.



Фиг. 265. Ошибка в шаге.

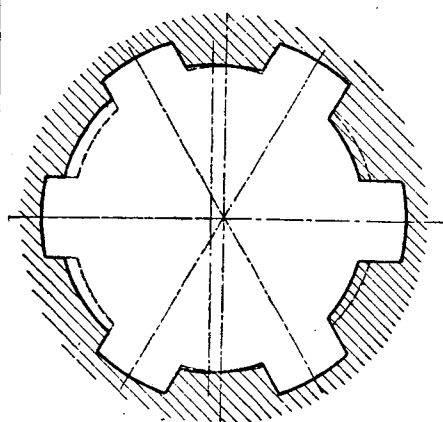
На практике по боковым сторонам шлицев всегда приходится давать зазор, всегда имеет место только местное соприкосновение металла в нескольких точках. Если добавить к этому ошибки в исполнении отверстий, то приходим к выводу о необходимости значительных боковых зазоров. Это и имеет обычно место на практике. Плотную или скользящую посадку следует переносить на центрирующую окружность.



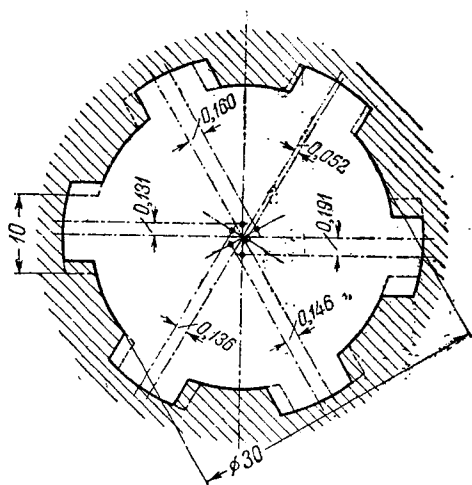
Фиг. 266; Перекос шлиц.

Центрирующая окружность, как было отмечено выше, может быть расположена на наружной окружности валика (фиг. 255) или на внутренней (фиг. 256)¹. В тех случаях, когда отверстия исполняются протяжками, правильнее иметь центрирующую поверхность по на-

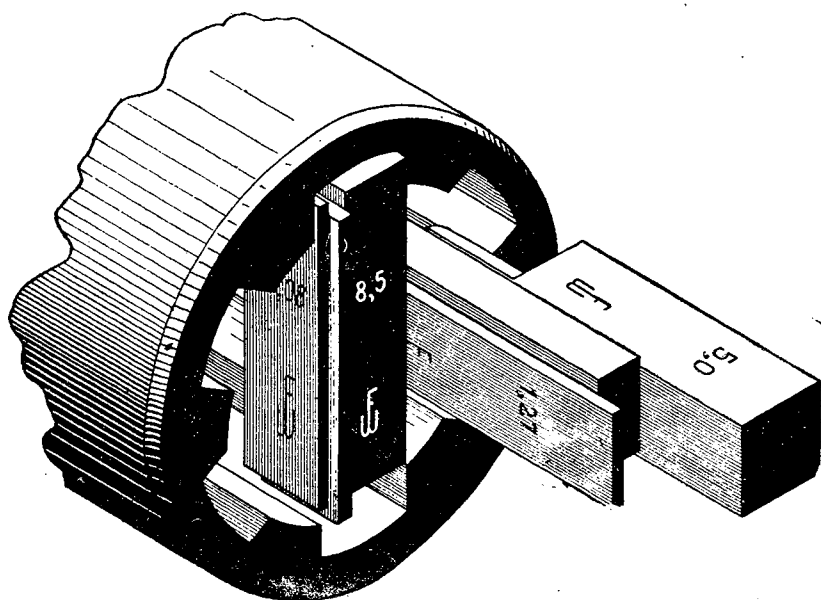
¹ Существуют системы шлицевых отверстий, у которых центровка производится по боковым поверхностям шлицев.



Фиг. 267. Несовпадение центра отверстия.



Фиг. 268. Блуждание центра.



Фиг. 269. Промер шлицевых отверстий плитками.

ружной окружности. Получить точную наружную окружность в ступице отверстия при помощи протяжки нетрудно. Получить небьющую точную наружную поверхность валика значительно легче, чем внутреннюю. Поэтому в том случае, если есть смысл изготавливать протяжки, следует идти на центровку по наружной окружности. Если изготовление протяжек дорого (штучное и мелкосерийное производство или штучный ремонт), приходится идти на центровку по внутренней окружности. Причиной этого является невозможность точного исполнения шлицевого отверстия на долбежном станке. Особенно не точно выходит как раз наружная окружность шлицевого отверстия, профиль которой зависит от профиля резца, затачиваемого в лучшем случае по шаблону, а абсолютный размер с необходимой точностью во время долбежки промеру не поддается. Кроме того, при долблении имеют место те же геометрические ошибки, что и при исполнении шлицевых валиков — ошибки шага, непараллельность, конусность и пр.

Большие неприятности при сборке доставляет несовпадение центра отверстия с центром шлицев (фиг. 267) аналогично биению шлицев на валу. Причиной этого является неточная установка изделия на станок. При не центральной установке долбяка мы получаем блуждание центра шлицев (фиг. 268). В результате этих ошибок валик встает в отверстие враспор, упираясь в трех точках. Собрать такое соединение можно только при помощи шабровки.

Нельзя не отметить трудности, которые встают при промере шлицевых отверстий. Если для промера шлицевых валов существуют специальные станки, то для промера отверстий никаких приспособлений не существует. Можно, конечно, изготовить предельные пробки, что часто и делают, но точность изготовления этих пробок обычно невелика, и они не дают цифрового выражения ошибок.

Промер смещения шлиц в отверстии был произведен при помощи плиток Иогансона, как показано на фиг. 269.

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Предисловие	3
Введение	5
<i>Глава I.</i> Конструкции машин с взаимозаменяемыми деталями	10
<i>Глава II.</i> Точки опоры	30
<i>Глава III.</i> База обмеров	36
<i>Глава IV.</i> Размеры.	49
<i>Глава V.</i> Методы конструирования машин	58
<i>Глава VI.</i> Нормализация и взаимозаменяемость	73
<i>Глава VII.</i> Зазоры, точность формы и взаимозаменяемость	92
<i>Глава VIII.</i> Работа индикатором	105
<i>Глава IX.</i> Характеристика измерительного инструмента	116
<i>Глава X.</i> Режущий инструмент и вид поверхности	125
<i>Глава XI.</i> Точность работы станков	131
<i>Глава XII.</i> Большие допуски	148
<i>Глава XIII.</i> Допуски на вал-отверстие	151
<i>Глава XIV.</i> Допуски на длины	161
<i>Глава XV.</i> Допуски на расстояние между центрами	167
<i>Глава XVI.</i> Допуски на шестерни.	193
<i>Глава XVII.</i> Допуски на шпонки и шлицы	211

Цена 3 р. 75 к., пер. 75 к.

МО 55-5-4

Д

2047

343

20
23/1111