

Министерство образования и науки Российской Федерации
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Владимирский государственный университет
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»

КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТ НАПРАВЛЯЮЩИХ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

Учебное пособие

«Допущено Учебно-методическим объединением вузов по образованию в области автоматизированного машиностроения (УМО АМ) в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению подготовки «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств»



Владимир 2011

УДК 621.81
ББК 34.63-52
К65

Авторы:

В. Г. Гусев, В. Н. Жарков, Л. В. Беляев, Н. В. Жарков

Рецензенты

Заслуженный изобретатель РФ,
доктор технических наук, профессор
Владимирского государственного гуманитарного университета
В. И. Денисенко

Доктор технических наук, профессор
Владимирского государственного университета
А. А. Кобзев

Печатается по решению редакционного совета
Владимирского государственного университета

Гусев, В. Г.

К65 Конструкции и расчет направляющих металлорежущих станков: учеб. пособие / В. Г. Гусев [и др.] ; Владим. гос. ун-т. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2011. – 96 с. – ISBN 978-5-9984-0172-5.

Содержит материалы по конструкциям и расчету направляющих металлорежущих станков. Приведены примеры расчетов направляющих скольжения, качения и жидкостного трения. Особое внимание уделено конструкциям направляющих, применяемых в станках с ЧПУ. Приведены типовые решения и конструкторские задачи по направляющим металлорежущих станков. Даны примеры, облегчающие и поясняющие выполнение расчетов и чертежей направляющих.

Предназначено для студентов специальности 151001 «Технология машиностроения» всех видов обучения по курсу "Металлорежущие станки".

Рекомендовано для формирования профессиональных компетенций в соответствии с ФГОС 3-го поколения.

Табл. 7. Ил. 54. Библиогр.: 3 назв.

ISBN 978-5-9984-0172-5

© Владимирский государственный университет, 2011

ПРЕДИСЛОВИЕ

Современные металлорежущие станки – это высокоразвитые машины, включающие большое число механизмов. По конструкции и назначению трудно найти более разнообразные машины, чем металлорежущие станки, на которых производится большинство продукции машиностроения. Поэтому дисциплина «Металлорежущие станки» является одной из основных для целого ряда технических специальностей. В разделе курса «Расчет и конструирование станков» тема направляющие станков занимает одно из ведущих мест. Студент должен уметь подобрать и рассчитать тот или иной тип направляющих в зависимости от служебного назначения станка.

В издании представлены основные типы направляющих станков: скольжения, качения, гидростатические. Показано большое количество вариантов и комбинаций направляющих станков, даны рекомендации по их применению.

Для лучшего усвоения материала приведены примеры расчета направляющих по различным параметрам, даны типовые конструкторские решения и контрольные вопросы по теме направляющие станков.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О НАПРАВЛЯЮЩИХ СТАНКОВ С ЧПУ

Направляющие станков служат для осуществления движения подачи рабочих органов, главного движения (карусельные и продольно-строгальные станки) и перестановки узлов, например, задних стоек горизонтально-расточных станков, задних бабок токарных станков, люнетов и др. По траектории различают направляющие прямолинейного и кругового движения, по расположению в пространстве – горизонтальные, наклонные и вертикальные направляющие.

Направляющие станков с ЧПУ должны обладать следующими свойствами: обеспечивать перемещение узлов с минимальными отклонениями от заданной траектории с точным выходом в заданное положение; создавать наименьшее сопротивление перемещению узлов; обеспечивать сохранение работоспособности и точности в течение длительного срока эксплуатации; уменьшать и по возможности устранять неравномерность перемещения и скачки при медленных движениях и в моменты трогания с места и остановок; обеспечивать демпфирование колебаний, возникающих при медленных перемещениях, резании и резонансных явлениях в цепях приводов подач.

Эти свойства определяются геометрической точностью направляющих, жесткостью и демпфирующими свойствами конструкции, материалами и износостойкостью пары трения, условиями смазки и сортом масел, конструктивными особенностями направляющих и качеством их изготовления.

При конструировании направляющих стремятся добиться, чтобы давление от сил резания и массы узлов распределялось по длине направляющих более равномерно, а опрокидывающие моменты от сил резания и тяги, действующие на подвижные узлы, были малыми. При перемещениях подвижных узлов в процессе обработки давление должно сохраниться на одних и тех же гранях направляющих, в противном случае возможно переориентирование узлов в пространстве и возникновение погрешностей обработки.

1.1. Направляющие скольжения станков для прямолинейного движения

Конструктивные формы направляющих скольжения весьма разнообразны. Если поверхности скольжения образуют охватываемый про-

филь (рис. 1, а, в, д, ж), то на них плохо удерживается смазка и поэтому такие направляющие чаще применяются при малых скоростях перемещения. Их преимущество – более простое изготовление, а также то, что на них не удерживается стружка. Охватывающие направляющие (рис. 1, б, г, е, з) более пригодны для высоких скоростей скольжения, так как хорошо удерживают смазку. Однако их необходимо надежно защищать от попадания стружки и грязи.

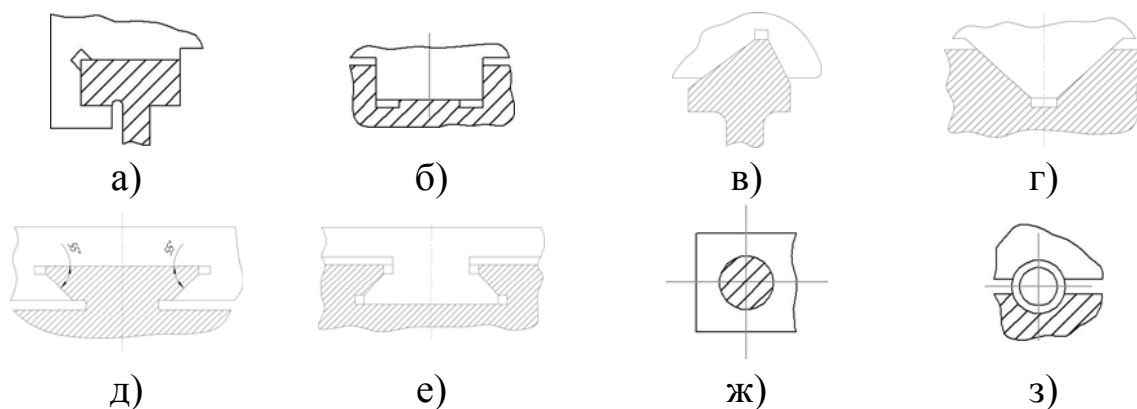


Рис. 1. Типы направляющих скольжения

Прямоугольные направляющие (рис. 1, а) просты в изготовлении, однако они плохо удерживают смазку и легко засоряются, требуют устройств для регулирования зазоров. Они применяются для медленных перемещений, например, силовых головок агрегатных станков. Призматические направляющие (рис. 1, б) применяются при симметричной нагрузке и малых скоростях перемещений, например, для салазок револьверной головки. V-образные направляющие (рис. 1, г) пригодны для больших скоростей, например, для столов строгальных станков. Данный вид направляющих обладает свойством саморегулирования.

Направляющие в виде ласточкиного хвоста (рис. 1, д, е) удобны тем, что достаточно четырех плоскостей скольжения, чтобы воспринимать нагрузки во всех направлениях, включая опрокидывающие моменты. Однако эти направляющие сложны в изготовлении, обладают недостаточной жесткостью и применяются обычно для малых скоростей перемещения и средних требований в отношении точности, например, для поперечных салазок и револьверных станков (рис. 1, д), столов фрезерных станков малых и средних размеров (рис. 1, е).

Комбинированные направляющие чаще всего применяются в виде сочетания плоских и треугольных направляющих. Они упрощают

конструкцию и применяются в токарных, шлифовальных и других станках. Несимметричная грань выполняется в ряде случаев тогда, когда в станке действует односторонняя сила с тем, чтобы основная грань была перпендикулярна действующей силе. Если по станине перемещается несколько суппортов, то направляющие должны учитывать их взаимное расположение. Иногда применяются круглые направляющие (рис. 1, ж, з), простые в изготовлении и эксплуатации.

Для регулирования зазоров, возникающих в направляющих при их износе, применяют регулирующие планки и клинья. Этим повышается виброустойчивость системы, хотя, как правило, планки и клинья снижают статическую жесткость суппортной группы. При эксплуатации станка необходимо периодически подтягивать планки и клинья, поэтому большое значение имеет разработка автоматических методов компенсации износа.

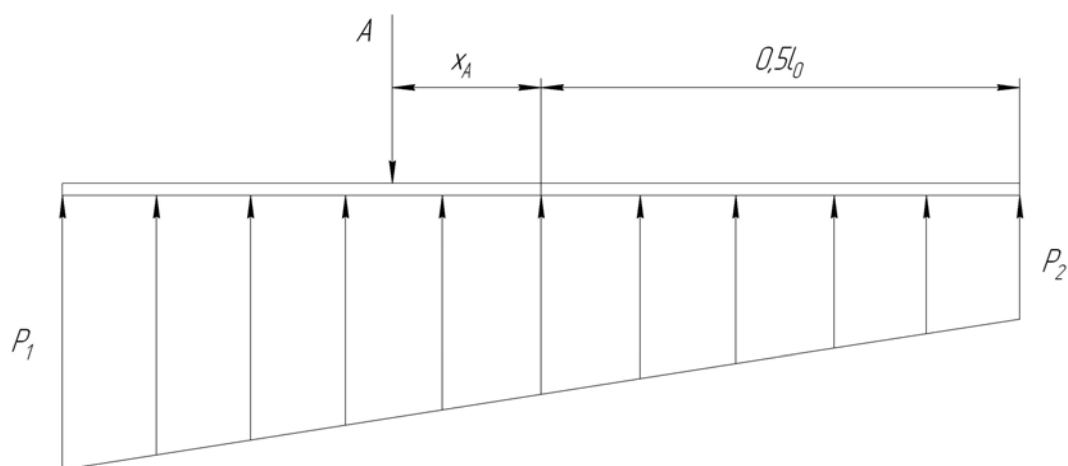


Рис. 2. Расчетная схема направляющих

Основной критерий работоспособности направляющих – их износостойкость. Они должны длительное время сохранять полученную при изготовлении точность. На износостойкость направляющих (рис. 2) действует много различных факторов, главными из которых являются материал и термическая обработка направляющих станины и суппорта, давления и их распределение по граням и длине направляющих, условия работы (смазка, загрязнение и др.), характер перемещения суппорта или стола (скорость, величина хода). Направляющие работают обычно в условиях малых и средних скоростей скольжения (до 1,5 м/с) с небольшими давлениями (обычно до 1 МН/м²).

1.2. Направляющие скольжения для кругового движения

Для вращения планшайб и столов станков применяются плоские, конические и *V*-образные направляющие скольжения. Плоские направляющие наиболее просты в изготовлении и применяются в легких и средних станках, где радиальные составляющие силы резания могут восприниматься только шпинделем станка.

Конические направляющие относительно просты в изготовлении и вместе со шпинделем планшайбы воспринимают радиальные нагрузки. Их недостатком считается трудность обеспечения соосности направляющих и опор шпинделя.

V-образные направляющие наиболее часто применяются для направляющих планшайб, хотя технология их приготовления более сложна. Основную нагрузку воспринимает пологая (внутренняя) грань направляющих, так как между наружными гранями направляющих планшайбы и станины предусматривается небольшой зазор для температурных деформаций.

При рассмотрении нагрузок, действующих в направляющих кругового движения, необходимо учитывать работу подшипников шпинделя планшайбы, которые воспринимают часть радиальных, а в ряде случаев и осевых нагрузок.

Для круговых направляющих столов применяются те же материалы, что и для направляющих поступательного движения. Кроме того, находят применение цветные сплавы, например ЦАМ 10 – 5 и баббит Б 1.6 в паре с чугуном. Эта пара обеспечивает достаточную износостойкость и не создает задиров. Перспективным для направляющих считается применение пластмасс в виде накладных планок на суппорты и столы. Для этих целей применяют текстолит; кордоволокнит, винипласт, а также полиамиды (капрон и нейлон).

Круговые направляющие скольжения рассчитываются обычно по среднему давлению p и максимальной окружной скорости скольжения V_{max} . Средние давления распределяются с учётом веса всех вращающихся частей (узел планшайбы, обрабатываемая деталь) и вертикальных составляющих сил резания. Для чугунных направляющих планшайб допустимое значение $p_{доп}$ принимается при диаметре планшайб до 3 м равным 0,15 – 0,2 МН/м². Низкие давления выбирают для уменьшения износа направляющих.

Увеличение скорости скольжения имеет положительное значение для обеспечения жидкостного трения, но может способствовать появлению нежелательных форм износа при смешанном трении. В последнем случае следует ограничивать V_{\max} до 3 – 3,5 м/с при применении текстолита и цветных сплавов.

Износ круговых направляющих в случае эксцентричной нагрузки (рис. 3) будет равномерным по окружности для вращающейся планшайбы (см. рис. 3) и неравномерным для направляющих станины ($U_2 \geq U'_2$). Направляющие станины испытывают неодинаковую нагрузку, и в зоне действия силы резания будет наибольший их износ. В результате при износе направляющих планшайба будет стремиться занять наклонное положение, что отразится на точности обработки. Угол наклона α плоских круговых направляющих при абразивных закономерностях изнашивания можно подсчитать по формуле

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{6kPn\rho}{a^3},$$

где k – коэффициент абразивного изнашивания направляющих станины, м²/Н;

P – вертикальная нагрузка на планшайбу, Н;

n – частота вращения планшайбы, с⁻¹;

a – ширина направляющих, м;

ρ – эксцентриситет приложения равнодействующей силы, м;

t – время работы планшайбы, с.

Равнодействующая сила P в вертикальной плоскости складывается из сил веса вращающихся частей станка (планшайба и деталь) и составляющей силы резания, т. е. $P = P_y + G$.

Приведенная выше формула показывает, что угол поворота планшайбы увеличивается с течением времени и его значение зависит от режимов работы (P , n) и эксцентриситета нагрузки. При широких направляющих угол поворота планшайбы меньше. При высоких скоростях вращения планшайбы в направляющих скольжения может возникнуть жидкостное трение, которое обеспечит длительную работу направляющих без износа. Для создания гидродинамического эффекта на направляющих станины выполняют специальные скосы, и тогда каждый сегмент направляющей состоит из горизонтального и наклонного участков. Недостатком в этом случае будет «всплывание» план-

шайб, поскольку толщина масляного слоя зависит от нагрузки и частоты вращения.

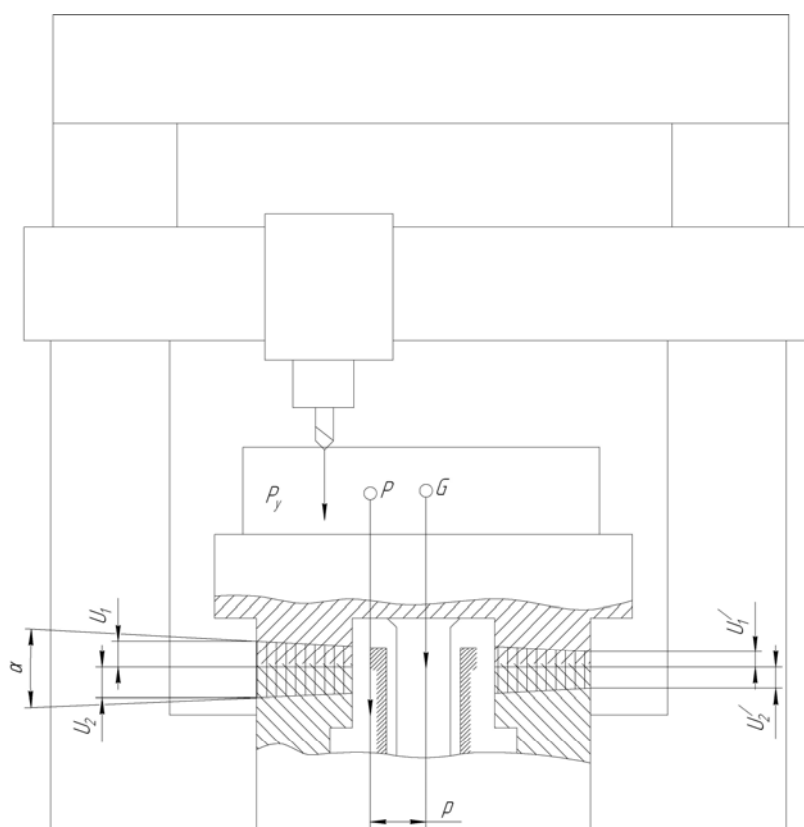


Рис. 3. Схема износа направляющих кругового движения

На работу круговых направляющих оказывают влияние и температурные деформации. При V-образных направляющих температурные деформации планшайбы приводят к возрастанию давлений на внутренней крутой направляющей и возможности появления задиров и заклинивания.

Вводя специальные ребра между направляющей и противоположными стенками планшайбы, можно увеличить теплоотвод от направляющих и уменьшить температурные деформации.

Для значительного уменьшения трения в направляющих в последние годы ведутся исследования аэростатических направляющих, в которых между направляющими суппорта и станины создается воздушная подушка путем подачи воздуха под давлением $0,3 - 0,6 \text{ МН/м}^2$. Воздух подается по просверленным в суппорте каналам и через жиклеры попадает в специальные карманы, где создаются локальные аэ-

ростатические подушки. Коэффициент трения аэростатических направляющих очень мал и может достигать значений 0,0005, зазор в направляющих – порядка 2 – 4 мкм, а жесткость – более 100 Н/мкм. Чем меньше объём подводящего кармана (канавки), тем устойчивее аэростатические опоры.

1.3. Материалы направляющих скольжения

К материалам направляющих предъявляют следующие технические требования.

1. Износостойкость. Износ направляющих определяет их работоспособность и сохранение точности в течение требуемого периода эксплуатации.

2. Малая величина коэффициента трения покоя и незначительная его зависимость от продолжительности неподвижного контакта, малая величина коэффициента трения движения, близость его по величине к коэффициенту трения покоя и небольшая зависимость от скорости движения.

3. Стабильность размеров во времени от действия внутренних напряжений и стойкость к тепловым нагрузкам, воздействию влаги, масел, слабых кислот и щелочей.

4. Достаточная жесткость с учетом возможного снижения ее за счет дополнительных стыков у накладных направляющих и при использовании пластмасс повышенной податливости.

5. Хорошая обрабатываемость для достижения необходимых точности и шероховатости поверхности.

6. Экономические показатели, которые определяют из сопоставления затрат на изготовление направляющих повышенного технического уровня и экономии, полученной от этого.

Пару трения скольжения чаще всего комплектуют из разнородных материалов, имеющих различные составы, структуру и твердость; этим устраняют угрозу опасной аварийной ситуации – схватывания. Направляющие станин изготавливают из более износостойких и твердых материалов, чем направляющие подвижных узлов. За счет этого достигают более длительного сохранения точности, так как она определяется в основном точностью более длинных направляющих станин.

Материалы, применяемые для направляющих скольжения станков, делят на три группы: упрочненные стали и чугуны, цветные сплавы, пластмассы.

Чугунные закаленные направляющие чаще всего изготавливают из чугуна СЧ20, СЧ25, СЧ30 за одно целое. Нагрев при закалке осуществляют токами высокой частоты или газопламенным методом. Накладные направляющие изготавливают из следующих упрочненных материалов: цементированных и закаленных сталей 20Х и 18ХГТ; высокоуглеродистых хромистых закаленных сталей ШХ15, ШХ15СГ, ХВГ, 9ХС, 7ХГ2В, 8ХФ; азотированных сталей 38ХМЮА, 40ХФ, 30ХН2МАД, легированных и модифицированных закаленных чугунов СЧ 30 с твердостью под закалку не менее НВ 170. Твердость закаленных чугунных направляющих НРС 48 – 53, твердость стальных НРС 58 – 62.

Из цветных сплавов используют для направляющих подвижных элементов бронзы и цинковые сплавы. Наилучшие результаты по износостойкости, отсутствию задиров и равномерности подачи дают алюминиевая бронза Бр АМц 9 – 2 и цинковый сплав ЦАМ 10 – 5, работающие в паре со стальными и чугунными направляющими. Недостатком сплава ЦАМ 10 – 5 можно назвать невысокую износостойкость при абразивном изнашивании, в связи с чем направляющие, выполненные из такого материала требуют хорошей защиты.

Пластмассы используют для направляющих подвижных узлов некоторых станков с ЧПУ. Положительные свойства пластмасс – благоприятные характеристики трения, способствующие равномерности перемещения подвижных устройств при малых скоростях, отсутствие явления схватывания. Однако большинство пластмасс не имеют достаточной жесткости и необходимой стойкости к воздействию тепловых нагрузок, влаги, масла, слабых щелочей и кислот. В станках используют фторопласт, наклеиваемый в виде ленты, наполненный фторопласт с бронзовым наполнителем и композиционные материалы на основе эпоксидных смол с присадками дисульфида молибдена, графита и неметаллических наполнителей.

Композиционные материалы характеризуются также высокой технологичностью, так как позволяют изготовить направляющие столов и кареток без дальнейшей механической обработки. Непосредственно перед нанесением на поверхность приготавливают из специальных ком-

понентов (смолы, порошков, пластификатора и отвердителя) пастообразную мастику, которой покрывают направляющие. Каретку или стол с нанесенной мастикой укладывают непосредственно на направляющие, выверенные по уровню станины, на которые для предотвращения прилипания напылен тонкий разделительный слой воскового покрытия или тонкий слой смазки. Время затвердевания составляет несколько часов. При необходимости такое пластмассовое покрытие может быть обработано резанием (строганием, фрезерованием, шлифованием, шабрением).

2. НАПРАВЛЯЮЩИЕ СМЕШАННОГО ТРЕНИЯ

2.1. Выбор материала и типа направляющих

Пару трения, в частности охватываемую и охватывающую направляющие, следует комплектовать из разнородных материалов, имеющих неодинаковый химический состав, структуру и твердость, так как в противном случае имеет место схватывание направляющих. Желательно выбирать в качестве материала подвижной и неподвижной направляющих из сочетания материалов: чугун – чугун закаленный, чугун – сталь 20Х закаленная, сталь 18ХГТ, высокоуглеродистые легированные стали ШХ15СГ (для меньших сечений – ШХ15), ХВГ, 9ХС, азотируемые стали и др.

2.2. Расчет направляющих смешанного трения

Расчет направляющих смешанного трения ведут по критериям износостойкости и жесткости. По критерию износостойкости расчет выполняют в следующей последовательности.

Выбирают тип, форму и размеры поперечного сечения направляющих согласно данным табл. 20, 21, 22 [1, т. 1, с. 202 – 206].

Вычерчивают расчетную схему в двух или трех проекциях. На схеме изображают исполнительный орган станка (например суппорт токарно-винторезного станка и т.п.), расположенный на направляющих станины. К исполнительному органу прикладывают внешние силы, в том числе силы резания. Изображают реакции граней направляющих.

Выбирают направление осей так, чтобы получить более простые уравнения равновесия.

Наносят координаты точек приложения всех действующих сил. Силы резания прикладывают в точке резания, тяговую силу – в месте расположения гайки или реечного колеса в зависимости от того, что является конечным приводным элементом кинематической цепи.

После изображения расчетной схемы и выбора системы координат составляют уравнения равновесия подвижного исполнительного органа.

Для расчетной схемы направляющих смешанного трения токарного станка (рис. 4) уравнения равновесия:

$$\left. \begin{aligned} \Sigma X &= -P_X + Q - (A + B + C)f = 0; \\ \Sigma Y &= B \sin \beta - A \sin \alpha - P_Y = 0; \\ \Sigma Z &= B \cos \beta + A \cos \alpha + C - P_Z - G - Q_Z = 0; \\ \Sigma M_X &= P_Y Z_P + C B_O - P_Z Y_P - G Y_G = 0; \\ \Sigma M_Y &= P_X Z_P + Q Z_Q - P_Z X_P - Q_Z X_Q - G X_G + A X_A \cos \alpha + B X_B \cos \beta + C X_C = 0; \\ \Sigma M_Z &= P_Y X_P + A X_P \sin \alpha - P_X Y_P - B X_B \sin \beta - C f Y_C = 0, \end{aligned} \right\} (1)$$

где f – коэффициент трения при малых скоростях перемещения (токарные, фрезерные станки), $f = 0,10 - 0,12$. При больших скоростях перемещения и хорошей смазке (строгальные, шлифовальные станки) $f = 0,05 - 0,08$;

P_X, P_Y, P_Z – осевая, нормальная и тангенциальная составляющие силы резания;

Q – тяговая сила. В зависимости от привода исполнительного органа тяговая сила Q может вызывать силы Q_Y, Q_Z по направлению осей y и z соответственно. Для привода, заканчивающегося винтом, $Q = Q_x$, причем силы $Q_Y = Q_Z = 0$. Для привода прямозубой шестерни при горизонтальном расположении рейки, кроме силы Q_x , возникает сила $Q_Z = Q \operatorname{tg}(\alpha_0 \pm \varphi_0)$, а $Q_Y = 0$, здесь α_0 – угол зацепления в градусах. Для привода косозубой шестерни при горизонтальном расположении рейки, кроме силы Q_x , действует сила $Q_Y = Q \operatorname{tg} \gamma$ и сила $Q_Z = Q \operatorname{tg}(\alpha_0 \pm \varphi_0)$, где γ – угол наклона зуба в градусах;

A, B, C – реакции, возникающие в направляющих при действии приложенных внешних сил;

X_p, Y_p, Z_p, X_G, Y_G – координаты точек приложения сил резания и силы тяжести соответственно;

X_Q, Y_Q, Z_Q – координаты точки приложения тяговой силы;

α, β – углы наклона каждой из граней направляющей к горизонтальной плоскости;

a, b, c – ширина рабочих поверхностей граней направляющих (рис. 5).

Из четвертого уравнения системы (1) находим

$$C = \frac{GY_G + P_Z Y_P - P_Y Z_P}{B_o} . \quad (2)$$

Из второго уравнения (1) выражаем реакцию A через B :

$$A = \frac{B \sin \beta - P_Y}{\sin \alpha} , \quad (3)$$

а силу Q_Z – через Q

$$Q_Z = Q \operatorname{tg}(\alpha_o \pm \varphi_o) . \quad (4)$$

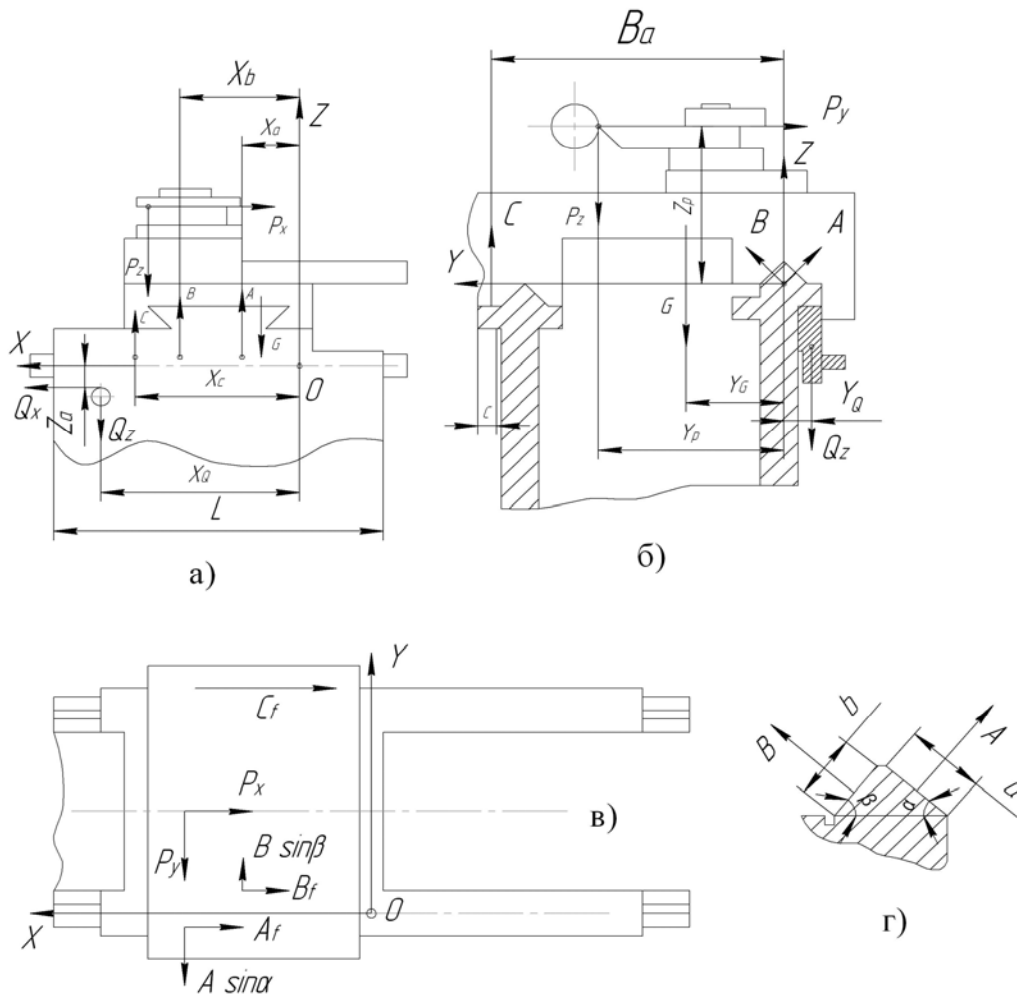


Рис. 4. Расчетная схема направляющих смешанного трения токарного станка

Подставив уравнения (2), (3), (4) в первое и третье уравнения системы (1), получим два уравнения с неизвестными Q и B , решив которые и подставив найденное значение B в уравнение (3), определим неизвестные нам силы A , B , C и Q .

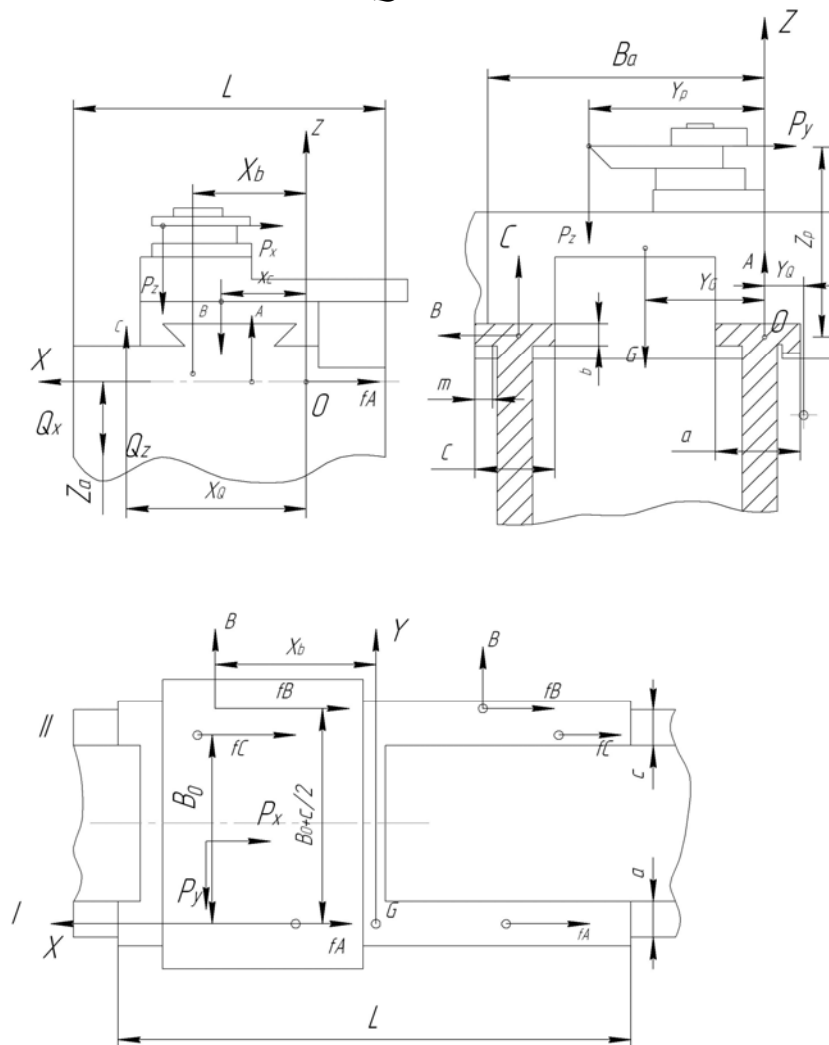


Рис. 5. Размеры рабочих поверхностей направляющих

После того как найдены реакции A , B и C , находят средние давления в направляющих

$$P_{Acp} = \frac{A}{aL}; P_{Bcp} = \frac{B}{bL}; P_{Ccp} = \frac{C}{cL}, \quad (5)$$

где L – длина направляющих каретки – равна длине контакта охватывающей и охватываемой направляющих.

Следующий этап расчета направляющих смешанного трения – нахождение максимальных значений давлений, действующих в направляющих. Для этого необходимо определить координаты X_A , X_B , X_C точек приложения реакций A , B , C . Определить координаты X_A , X_B , X_C

непосредственно из системы уравнений (1) невозможно, так как имеем только два оставшихся неиспользованных уравнения (пятое и шестое) системы (1), а неизвестных три: X_A , X_B , X_C . Эти неиспользованные уравнения могут быть написаны в форме

$$\left. \begin{aligned} AX_A \cos \alpha + BX_B \cos \beta + CX_C &= M_Y; \\ -AX_A \sin \alpha + BX_B \sin \beta &= M_Z. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Для краткости введены обозначения

$$\begin{aligned} M_Y &= -P_X Z_P + P_Z X_P + G X_G - Q Z_Q + Q_Z X_Q - f(A+B)S; \\ M_Z &= -P_X Y_P + P_Y X_P + Q_X Y_Q - f(A+B+C)t, \end{aligned} \quad (7)$$

где S , t – плечи реакция f_A, f_B, f_C относительно оси Y и Z соответственно, для упрощения плечи взяты для реакций f_A, f_B, f_C одинаковыми.

Чтобы из уравнений (6) найти координаты X_A , X_B , X_C , необходимо определить момент M_y между передней 1 и задней 2 направляющими. Для этого предполагаем, что момент внешних сил M_y , равный моменту от реакций, в направляющих (см. уравнение 6) распределяется между двумя направляющими пропорционально их жесткости, т.е. пропорционально их ширине, тогда

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{d}{c} \quad \text{или} \quad \frac{AX_A \cos \alpha + BX_B \cos \beta}{CX_C} = \frac{d}{c}, \quad (8)$$

где M_1 , M_2 – моменты, воспринимаемые первой и второй направляющей соответственно, $M_1 + M_2 = M_y$; $d = a \cos^2 \alpha + b \cos^2 \beta$ – приведенная ширина треугольной направляющей, рассчитываемая на основе известной ширины «а» и «в» граней, а такие углов α , β наклона граней к горизонтальной плоскости.

Решая совместно уравнения (6) и (8), находим значения X_A , X_B , X_C :

$$X_A = \frac{M_1 \sin \beta - M_Z \cos \beta}{A \sin(\alpha + \beta)}; \quad X_B = \frac{M_1 \sin \beta + M_Z \cos \beta}{B \sin(\alpha + \beta)}; \quad X_C = \frac{M_C}{C} = \frac{M_Y - M_1}{C}. \quad (9)$$

Если при расчете по формулам (9) получили $0 < X_A < L/6$, то эпюра давления P_a имеет форму трапеции.

При $X = 0$ $P_{\max} = P_{\min}$, т.е. давление распределяется по закону прямоугольника.

Если $X = L/6$, то $P_{\min} = 0$ и распределение давлений подчиняется закону треугольника. Если, наконец, в результате расчета по формулам (9) окажется, что $X > L/6$, то это значит, что направляющие суппорта и станина прилегают лишь на некоторой части длины.

Вычислив ранее средние давления P_{cp} и зная закон изменения давления P , можно вычислить максимальные давления. При распределении давления P по закону трапеции имеем

$$\left. \begin{aligned} P_{max} + P_{min} &= 2P_{cp}, \quad P_{max} - P_{min} = 6X/L \cdot 2P_{cp}, \text{ откуда} \\ P_{max} &= P_{cp}(1 + 6X/L) \text{ при } X \leq L/6; \\ P_{max} &= P_{cp} \frac{2L}{1,5L - 3X} \text{ при } X \geq L/6. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

При распределении P по закону треугольника максимальное давление P_{max} вычисляют по формуле

$$P_{max} = 2P_{cp}. \quad (11)$$

При распределении давлений P по прямоугольнику

$$P_{max} = P_{cp}. \quad (12)$$

Полученное при расчете максимальное давление сравнивают с допускаемым, при этом должно выполняться неравенство

$$P_{max} \leq [P], \quad (13)$$

где $[P]$ – допускаемое давление.

Для чугуновых направляющих при малых скоростях скольжения порядка скоростей подач (токарные, фрезерные станки) $[P] = 2,5 - 3,0 \text{ МН/м}^2$, при больших скоростях порядка скоростей резания (строгальные, долбежные станки) $[P] = 0,8 \text{ МН/м}^2$. Для направляющих специальных станков, работающих с постоянными тяжелыми режимами резания, $[P]$ следует уменьшать на 25 %. Для направляющих тяжелых станков $[P] = 1 \text{ МН/м}^2$ при малых скоростях скольжения и $[P] = 0,4 \text{ МН/м}^2$ – при больших скоростях. Для направляющих шлифовальных станков $[P] = 0,05 - 0,08 \text{ МН/м}^2$.

При выполнении поверочного расчета для направляющих скольжения станков нормальной точности можно ограничиться нахождением лишь средних значений давлений по формулам (5). В этом случае найденные средние давления сравнивают с допускаемыми значениями, не превышающими половины указанных выше величин $[P]$.

Для направляющих прецизионных металлорежущих станков расчет заканчивается сравнением P_{max} по уравнению (13). При работе стальных направляющих по чугуновым направляющим значения $[P]$ примерно такие же, что и для чугуна по чугуну. При работе стальных направляющих по стальным эти значения могут быть приняты на 20 – 30 % больше.

При изложении методики расчета направляющих смешанного трения по критерию износостойкости была рассмотрена расчетная схема комбинированных направляющих токарного станка. Поскольку в задании на курсовой или дипломный проект могут входить станки различных групп, то для облегчения выполнения проекта рекомендуется использовать расчетные схемы направляющих станков различных типов, приведенные в [1, т.1, с. 253 – 256].

2.3. Пример расчета направляющих смешанного трения по критерию износостойкости

Исходные данные: станок токарно-винторезный повышенного класса точности, направляющие прямоугольного сечения. Последней парой в кинематической цепи подачи суппорта является винт-гайка. Составляющие силы резания равны: $P_x = 1200$ Н, $P_y = 2200$ Н, $P_z = 3800$ Н. Размеры направляющих: $b = 25$ мм; $a = 62,5$ мм; $m = 12,5$ мм. Сила тяжести кареток с инструментом $G = 2500$ Н. Координаты точки приложения силы резания: $X_p = 150$ мм; $Y_p = 120$ мм; $Z_p = 300$ мм. Остальные величины, необходимые для расчета: $B_0 = 400$ мм; $Y_Q = 50$ мм; $L = 500$ мм; $Y_G = 180$ мм; $X_G = 70$ мм. Если в задании не даны составляющие силы резания, то для нахождения сил P_x , P_y , P_z следует пользоваться методикой [2]. Размеры направляющих выбираем согласно вышеприведенным рекомендациям. Материал: чугун-чугун.

Вычерчиваем расчетную схему направляющих скольжения (см. рис. 5), прикладываем силы резания P_x , P_y , P_z , тяговую силу Q , изображаем реакции A , B , C , возникавшие на гранях a , b , c направляющих, прикладываем силу тяжести G . Наносим координаты точек приложения всех сил X_p , Y_p , Z_p , X_A , X_B , X_C , B_0 , Y_Q , Z_Q .

Составляем уравнения равновесия

$$\left. \begin{aligned} \Sigma X = 0 & \quad -P_x + Q - f(A + B + C) = 0; \\ \Sigma Y = 0 & \quad -P_y + B = 0; \\ \Sigma Z = 0 & \quad (P_z + G) + A + C = 0; \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

$$\left. \begin{aligned} \Sigma M_x = 0 & \quad P_z Y_p - P_y Z_p + G Y_G - C B_0 = 0; \\ \Sigma M_y = 0 & \quad P_x Z_p - P_z X_p + A X_A + C X_C - G X_G + Q Z_Q = 0; \\ \Sigma M_z = 0 & \quad P_x Y_p - P_y X_p - Q Y_Q - f C B_0 - f B (B_0 + C / 2) - B X_B = 0. \end{aligned} \right\}$$

Из первых четырех уравнений определяем реакции на гранях направляющих и тяговую силу. Из второго уравнения получим

$$B = P_Y. \quad (15)$$

Из четвертого уравнения

$$C = \frac{P_Z Y_P - P_Y Z_P + G Y_G}{B_O}. \quad (16)$$

Подставив (16) в третье уравнение системы (14), получим:

$$-(P_Z + G) + A + C = -(P_Z + C) + A + \frac{P_Z Y_P - P_Y Z_P + G Y_G}{B_O},$$

откуда

$$A = P_Z + G - \frac{P_Z Y_P - P_Y Z_P + G Y_G}{B_O}. \quad (17)$$

Подставив равенства (15), (16), (17) в первое уравнение системы (14), определим тяговую силу Q :

$$Q = P_X + f \left(P_Z + G - \frac{P_Z Y_P - P_Y Z_P + G Y_G}{B_O} + P_Y + \frac{P_Z Y_P - P_Y Z_P + G Y_G}{B_O} \right),$$

$$Q = P_X + f(P_Z + G + P_Y) = 1200 + 0,1(3800 + 2500 + 2200) = 2050 \text{ Н.}$$

Величины средних давлений на гранях определяются как

$$P_{Acp} = \frac{A}{aL} = \frac{(P_Z + C)B_O - P_Z Y_P - P_Y Z_P + G Y_G}{B_O aL} =$$

$$= \frac{(3800 + 2500) 400 - 3800 \cdot 120 + 2200 \cdot 300 - 2500 \cdot 180}{400 \cdot 62 \cdot 5 \cdot 500} = 0,1344 \text{ МН / м}^2;$$

$$A = 4200 \text{ Н;}$$

$$P_{Bcp} = \frac{B}{BL} = \frac{P_Y}{BL} = \frac{2200}{25 \cdot 500} = 0,176 \text{ МН / м}^2; B = 2200 \text{ Н;}$$

$$P_{Ccp} = \frac{C}{cL} = \frac{P_Z Y_P - P_Y Z_P + G Y_G}{cL B_O} = \frac{3800 \cdot 120 - 2200 \cdot 300 + 2500 \cdot 180}{62 \cdot 5 \cdot 500 \cdot 400} = 0,0672 \text{ МН / м}^2;$$

$$C = 2100 \text{ Н.}$$

Если в задании на курсовой проект указан станок нормальной точности, то достаточным является сравнение полученных средних давлений с допустимыми, при этом допустимые значения давлений должны быть уменьшены в два раза, т.е.

$$P_{Acp} \leq \frac{[P]}{2}; 0,1344 \text{ МН/м}^2 < \frac{2,5 - 3,0}{2} = (1,25 - 1,5) \text{ МН/м}^2;$$

$$P_{Bcp} \leq \frac{[P]}{2}; 0,176 \text{ МН/м}^2 < (1,25 - 1,5) \text{ МН/м}^2;$$

$$P_{Ccp} \leq \frac{[P]}{2}; 0,0672 \text{ МН/м}^2 < (1,25 - 1,5) \text{ МН/м}^2.$$

В связи с тем что в вышесформулированном задании указан стандарт повышенной точности, нужно найти максимальные значения давлений. Для этого необходимо знать долю момента внешних сил M_y , воспринимаемую каждой направляющей. В большинстве случаев момент внешних сил M_y (без учета момента тяговой силы и момента реакций A, B, C) распределяется между направляющими пропорционально по ширине граней.

$$\text{Момент внешних сил } M_y = P_x Z_p - P_z X_p - G X_G = A X_A + C X_C,$$

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{A X_A}{C X_C} = \frac{a}{c}.$$

Решаем совместно систему

$$\left. \begin{aligned} P_x Z_p - P_z X_p + A X_A + C X_C - G X_G + Q Z_Q &= 0; \\ P_x Y_p - P_y X_p - Q Y_Q - f C B_O - f B \left(B_O + \frac{C}{2} \right) - B X_B &= 0; \\ \frac{A X_A}{C X_C} &= \frac{a}{c}. \end{aligned} \right\} \quad (17, a)$$

Из второго уравнения системы (17, а) имеем

$$\begin{aligned} X_B \frac{P_x Y_p - P_y X_p - Q Y_Q - f C B_O - f B \left(B_O + \frac{C}{2} \right)}{B} &= \\ = \frac{1200 \cdot 120 - 2200 \cdot 150 - 2050 \cdot 50 - 0,1 \cdot 2100 \cdot 400 - 0,1 \cdot 2200 \left(400 + \frac{62,5}{2} \right)}{2200} &= -212,5 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Из третьего уравнения системы (17, а) выразим $C X_C$ и подставим в первое уравнение

$$P_x Z_p - P_z X_p + A X_A + A X_A \frac{c}{a} - G X_G + Q Z_Q = 0.$$

Находим координату X_A , принимая во внимание, что по заданию $C = 0$, получим

$$\begin{aligned} X_A &= \frac{P_z X_p - P_x Z_p + G X_G - Q Z_Q}{2A} = \\ &= \frac{3800 \cdot 150 - 1200 \cdot 300 + 2500 \cdot 70 - 2050 \cdot 250}{2 \cdot 4200} = -15,18 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Из третьего уравнения найдем координату X_C

$$X_C = \frac{c A X_A}{a c} = \frac{62,5 \cdot 4200 (-15,18)}{62,5 \cdot 2100} = -30,36 \text{ мм.}$$

Как следует из расчетов, X_A, X_B, X_C получены со знаком минус, что свидетельствует о том, что точки приложения реакций A, B, C располо-

жены справа от оси Y (см. рис. 5). Поэтому на расчетной схеме точки приложения реакций A, B, C переносим вправо, симметрично относительно оси Y (перенесенные реакции A, B, C показаны пунктирными линиями), и в дальнейших расчетах значения X_A, X_B, X_C берем со знаком плюс. Если при расчете получены положительные значения X_A, X_B, X_C , то переносить точки приложения реакций A, B, C не следует. Полученные численные значения X_A и X_C показывают, что $X_C < L/6$; $X_A < L/6 = 500/6$; поэтому законы изменения давления X_A и X_C подчиняются трапеции. Для этого случая пользуемся первой формулой системы (10)

$$P_{A\max} = P_{Acp} \left(1 + \frac{6X_A}{L} \right) = 0,1344 \left(1 + \frac{6 \cdot 15,18}{500} \right) = 0,159 \text{ МН/м}^2;$$

$$P_{A\min} = P_{Ccp} \left(1 + \frac{6X_C}{L} \right) = 0,0672 \cdot \left(1 + \frac{6 \cdot 30,36}{500} \right) = 0,092 \text{ МН/м}^2.$$

Поскольку $X_B > L/6$, то для нахождения пользуемся второй формулой системы (10)

$$P_{B\max} = P_{cp} \frac{2L}{1,5L - 3X} = 0,176 \frac{2 \cdot 500}{1,5 \cdot 500 - 3 \cdot 212,5} = 1,56 \text{ МН/м}^2.$$

Как показал выполненный поверочный расчет направляющих скольжения, максимальные давления возникают по грани B , которые меньше допускаемых давлений

$$P_{B\max} = 1,56 < [P] = 2,5 \text{ МН/м}^2,$$

что свидетельствует о правильности выбранных размеров направляющих.

3. НАПРАВЛЯЮЩИЕ ЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ

3.1. Гидростатические направляющие с дроссельным регулированием

Гидростатические направляющие бывают незамкнутые и замкнутые. Их основное отличие состоит в том, что замкнутые направляющие имеют, кроме основных, дополнительные направляющие, что позволяет им воспринимать, кроме силовых внешних нагрузок P , опрокидывающие моменты M_X .

Из резервуара 1 (рис. 6, *а, б*) масло под давлением проходит через фильтр 2 (насос 3 включен), фильтр 4, дроссели 5 и поступает в

карманы 7, выполненные в подвижном узле 6. Клапан 8 служит для предохранения гидросистемы от перегрузки, он срабатывает при давлении масла, превышающем допустимое давление, и направляет избыток масла в резервуар. Дроссели служат для регулирования давления в карманах. Из карманов масло вытекает через зазор h в направляющих, при этом давление масла P_1 падает до нуля, подчиняясь линейному закону изменения. Незамкнутая гидростатическая направляющая воспринимает лишь прижимающую нагрузку P и не может воспринимать опрокидывающие моменты.

На всей длине направляющей размещается несколько карманов 7. Расстояние L_1 между серединами смежных карманов называют длиной опоры, ширину B направляющей – шириной опоры. Каждый карман имеет ширину b и длину l (рис. 6, б). Каждый участок направляющих площадь $F = L_1 B$ можно рассматривать как отдельную опору.

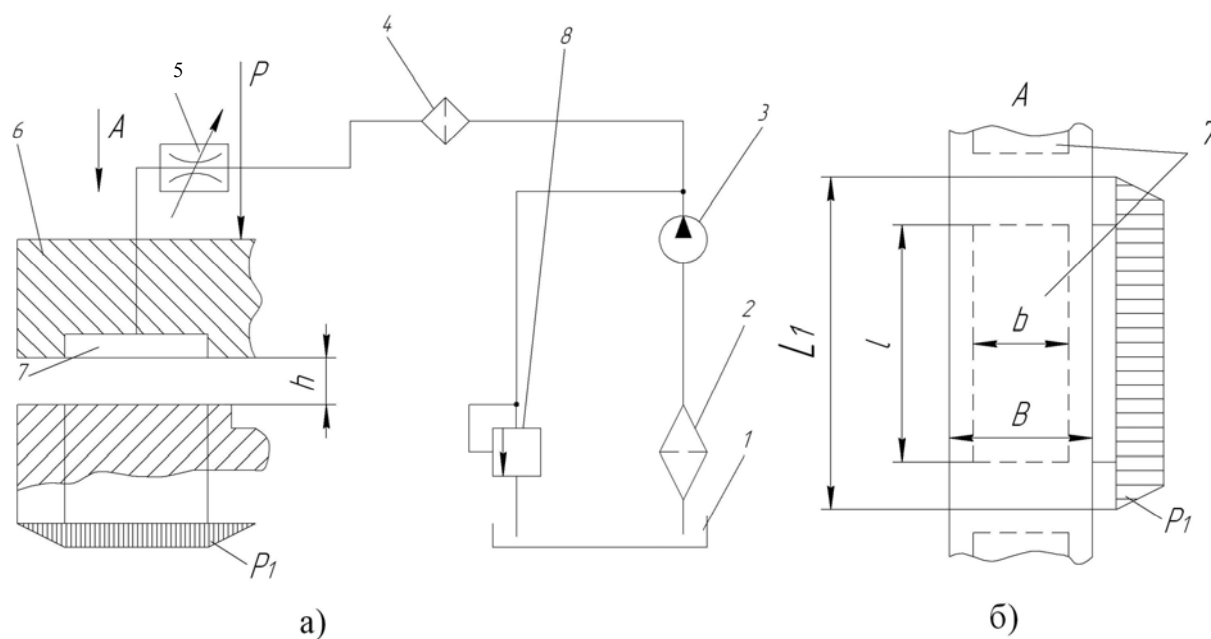


Рис. 6. Схема незамкнутых гидростатических направляющих

Гидростатические замкнутые направляющие имеют основную опору 1 (рис. 7, а) и дополнительную 2, что позволяет им воспринимать нагрузку P и опрокидывающий момент M . Давление масла в опорах регулируется дросселями 3. Для очистки масла, поступающего в карманы основной и дополнительной опор, служат фильтры 4. Давление масла создается насосом 5, избыточное давление сбрасывается предохранительным клапаном 6.

Давление масла в основной опоре больше, чем во вспомогательной, т.е. $P_1 > P_2$. Первоначальный зазор в направляющих одинаковый и равен h_a . Под действием внешней нагрузки зазор h_1 уменьшается, а зазор h_2 увеличивается, в результате давление масла в основной опоре увеличивается, а в дополнительной уменьшается, создается разность давлений, благодаря чему направляющие воспринимают внешнюю нагрузку. Основная опора 1 имеет размеры L_1, B_1 , вспомогательная опора – L_2, B_2 , карманы соответственно имеют размеры l_1, b_1 и l_2, b_2 (рис. 7, б).

Масляные карманы могут выполняться различной формы: в виде одной (рис. 8, а), двух (рис. 8, б), трех (рис. 8, в) продольных канавок и, наконец, в виде замкнутой по прямоугольнику масляной канавки (рис. 8, з).

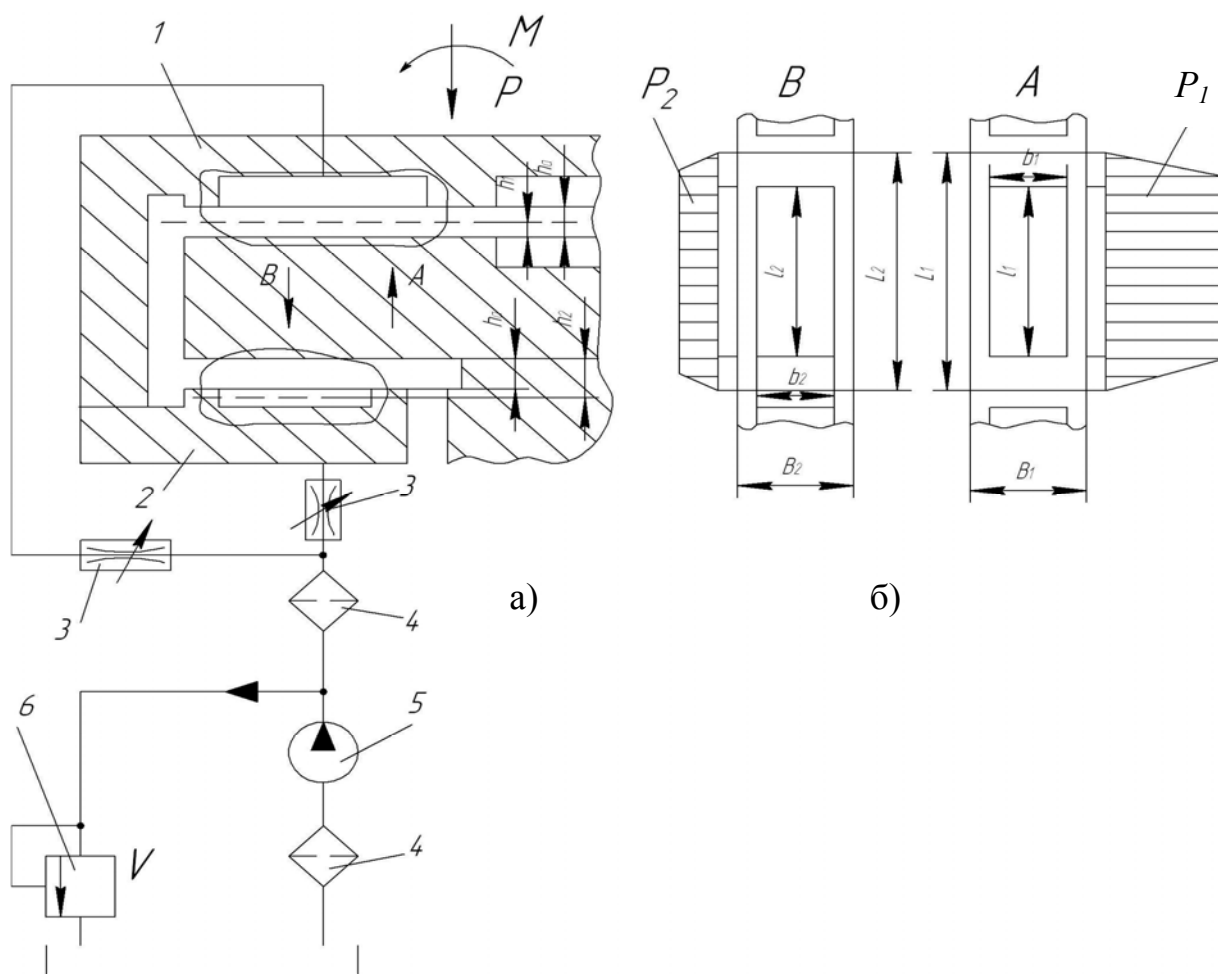


Рис. 7. Схема замкнутых гидростатических направляющих

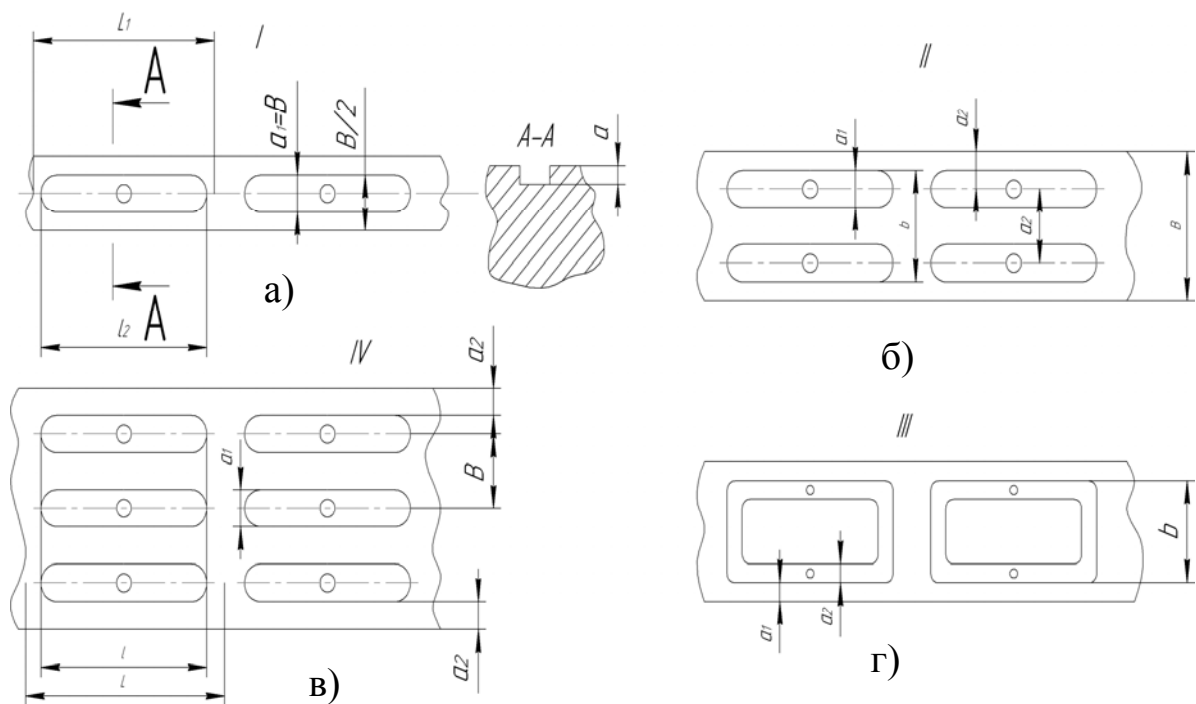


Рис. 8. Формы масляных карманов гидростатических направляющих

Размеры масляных карманов в миллиметрах выбирают по табл. 1.

Таблица 1

Размеры масляных карманов, мм

Ширина B направляющей	l/b	a	a_1	a_2	Форма карманов по рис. 8
40 – 50	–	4	8	–	I
60 – 70	>4	4	8	15	II
80 – 100	>4	5	10	20	II
	<4	5	10	20	III
110 – 140	>4	6	12	30	II
	<4	6	12	30	III
150 – 190	–	6	12	30	IV
≥ 200	–	6	15	40	IV

Форму I в виде одной масляной канавки (см. рис. 8, а) следует применять при малой ширине направляющей 50 мм, при большей ширине применяют направляющие с двумя или тремя масляными канавками (формы II, IV). При малом отношении длины кармана к его ширине ($l/b < 4$) предпочтительна замкнутая канавка (форма III). Гидростатические направляющие могут иметь, кроме горизонтальных гра-

ней, боковые (вертикальные), в этом случае необходимо проектировать и вести расчет и вертикальных опор.

3.2. Расчет гидростатических направляющих

В большинстве станков на подвижный узел действует как сила P , так и опрокидывающий момент M . Ниже будет рассмотрен расчет замкнутых гидростатических направляющих, который выполняют по критерию жесткости масляного слоя. Расчет незамкнутых гидростатических направляющих приведен в работе [1, т. 1, с. 310 – 318].

Задаются величиной $K \approx B_2/B_1$. При отсутствии особо высоких требований к жесткости шинного слоя и невозможности или нецелесообразности большого давления масла принимают $K = 0,3 - 0,5$. При особо высоких требованиях к жесткости и при возможности создания большого давления масла рекомендуется брать $K = 0,5 - 0,7$. Для направляющих с вертикальными гранями $K = 1,0$.

Конструктивно задаются шириной B_1 основной направляющей, при этом можно ширину B_1 брать из табл. 1.

Находят ширину B_2 дополнительной направляющей по формуле $B_2 \approx KB_1$, далее находят число опор. При длине направляющих подвижного узла до 2 м число опор следует принимать от 2 до 4; при длине направляющих свыше 2 м длину опор следует принимать от 0,5 до 1,5 м. Большие длины опор принимают при равномерной нагрузке направляющих и малой жесткости корпусных деталей. Назначают размеры масляных карманов, пользуясь рис. 8 и табл. 1.

Вычисляют коэффициенты несущей поверхности по формулам

$$C_{F1} = \frac{P_1}{F_1 \rho_1} = \frac{1}{6L_1 B_1} (2L_1 B_1 + l_1 B_1 + 2l_1 B_1 + 2l_1 b_1 + L_1 b_1),$$

$$C_{F2} = \frac{P_2}{F_2 \rho_2} = \frac{1}{6L_2 B_2} (2L_2 B_2 + l_2 B_2 + 2l_2 B_2 + 2l_2 b_2 + L_2 b_2), \quad (18)$$

где $P_1, P_2, F_1, F_2, \rho_1, \rho_2$ – нагрузки, площадь, давление в кармане основной и дополнительной опор соответственно; $L_1, L_2, B_1, B_2, l_1, l_2, b_1, b_2$ – размеры опор и карманов соответственно.

Определяют нагрузку P для каждой опоры направляющей, максимальную P_{\max} и минимальную P_{\min} нагрузки на каждую опору.

Находят диапазон изменения нагрузки по формуле

$$D = \frac{P_{\max}}{P_{\min}}. \quad (19)$$

По графику (рис. 9) на основе известных K и D находим максимальное относительное смещение.

Определяют начальный зазор h_a , задавшись минимальной толщиной масляного слоя h_{min} , которая берется в пределах 15 – 25 мкм для малых и средних станков и 40 – 60 мкм – для тяжелых станков

$$h_a = \frac{h_{min}}{1 - \xi_{max}}. \quad (20)$$

По графику (рис. 10) определяют величины $\left(\frac{P_{max}}{P_H F_1 C_{F1}}\right)$ и $\left(\frac{h_a}{P_H F_1 C_{F1}} j_{max}\right)$, соответствующие значению ξ_{max} и величины $\left(\frac{P_{min}}{P_H F_1 C_{F1}}\right)$ и $\left(\frac{h_a}{P_H F_1 C_{F1}} j_{min}\right)$, соответствующие значению $\xi_{min} = -\xi_{max}$.

Рассчитывают давление масла на выходе

$$P_H = \frac{P_{max}}{F_1 C_{F1}} : \left(\frac{P_{max}}{P_H F_1 C_{F1}}\right). \quad (21)$$

Находят максимальную j_{max} и минимальную j_{min} жесткости масляного слоя опоры

$$j_{max} = \left(\frac{h_a}{P_H F_1 C_{F1}} j_{max}\right) \frac{P_H F_1 C_{F1}}{h_a}; \quad (22)$$

$$j_{min} = \left(\frac{h_a}{P_H F_1 C_{F1}} j_{min}\right) \frac{P_H F_1 C_{F1}}{h_a}. \quad (23)$$

$$K = \frac{F_2 C_{F2}}{F_1 C_{F1}}$$

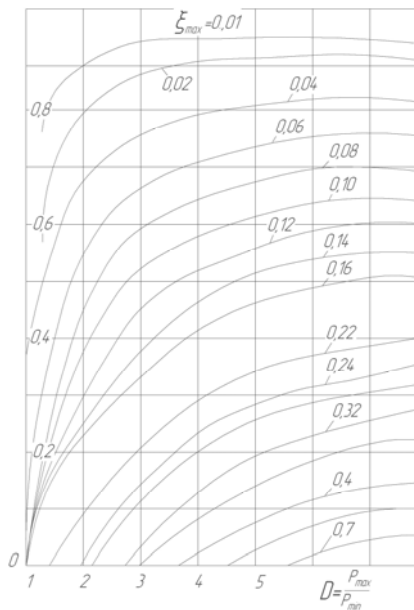


Рис. 9. График расчета относительного смещения

$$P_{max} = \frac{P}{P_H F_1 C_{F1}}; \quad P_{min} = \frac{h_a}{P_H F_1 C_{F1}} j$$

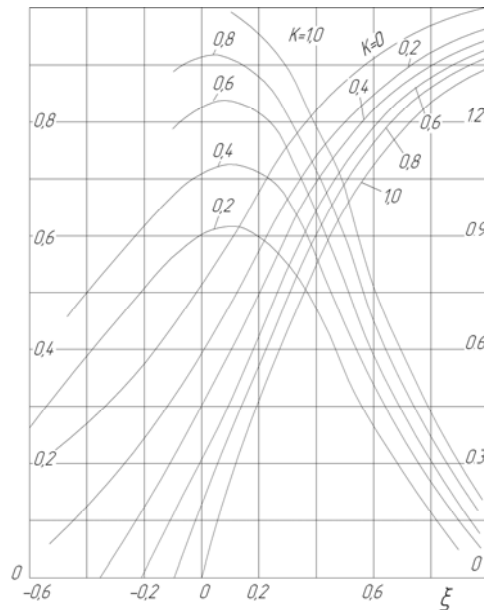


Рис. 10. График расчета P_{max} и P_{min}

Определяют соотношение размеров дроссельных каналов по формуле

$$\frac{l_{oi}}{d_{oi}^4 \text{ экв}} = \frac{0,074}{\beta_0 C_i^3 \left(\frac{l_i}{B_i - b_i} + \frac{b_i}{L_i - l_i} \right)}, \quad (24)$$

где $C = C_1 = C_2 = h_a$; β_0 – коэффициент расхода, его можно принять равным единице; $d_{oi \text{ экв}}$ – диаметр эквивалентного круглого отверстия, площадь которого равна площади некруглого отверстия канала дросселя для каждой опоры; l_{oi} – длина канала дросселя для каждой опоры.

Определяют сопротивления дросселей для основной и дополнительной опор

$$R_{oi} \approx 6,9 \cdot 10^{-9} \beta_0 \frac{\mu \cdot l_{oi}}{d_{oi}^4 \text{ экв}}, \quad (25)$$

где μ – коэффициент динамической вязкости.

Находят расход масла, проходящего через направляющую:

$$Q = \frac{0,5 P_H}{R_{oi} + R_{o2}}. \quad (26)$$

3.3. Пример расчета гидростатических направляющих

Исходные данные: стол тяжелого копировально-фрезерного станка имеет замкнутые горизонтальные и вертикальные (боковые) гидростатические направляющие, вес стола $G_1 = 20000$ Н, вес обрабатываемой заготовки $G_2 = 70000$ Н. Стол перемещается по двум прямоугольным направляющим, длина стола $L_H = 250$ см. По сравнению с нагрузкой, создаваемой весом, усилие резания незначительно. Требуется определить степень влияния соотношения K эффективных площадей на жесткость направляющих, а также рассчитать горизонтальные и вертикальные (боковые) направляющие.

Для определения влияния K на жесткость направляющих необходимо рассчитать горизонтальные направляющие в двух вариантах, например, для $K = 0,3$ и $K = 0,6$.

Расчет горизонтальных направляющих по первому варианту:

1. Принимаем $K \approx B_2/B_1$ (для направляющих формы 1, 2).
2. Принимаем давление в направляющей $P_{уд} = 2 \cdot 10^5$ Н/м².

Тогда $B_1 = \frac{G_1 + G_3}{2L_H P_{уд}} = \frac{(20000 + 70000) \text{ Н}}{2 \cdot 2,5 \text{ м} \cdot 2 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2} = 0,09 \text{ м} = 9 \text{ см}.$

3. Ширина дополнительной опоры

$$B_2 \approx 9 \cdot 0,3 = 3 \text{ см}.$$

4. Принимаем количество опор (карманов) $L_1 = 4$ (по два кармана на каждой основной и дополнительной направляющей).

5. Назначаем размеры опор и карманов (см. рис. 8 и табл. 1). Для $B_1 = 9 \text{ см}$ имеем $l_1/b_1 > 4$; $a = 0,5 \text{ см}$; $a_1 = 1,0 \text{ см}$; $a_2 = 2,0 \text{ см}$ (форма II); $L_1 = 125 \text{ см}$; $l_1 = 110 \text{ см}$; $b_1 = 5 \text{ см}$.

Для $B_2 = 30 \text{ см}$ имеем $a = 0,4 \text{ см}$; $a_1 = 0,8 \text{ см}$ (форма I); $L_2 = 125 \text{ см}$; $l_2 = 110 \text{ см}$; $b_2 = 0,8 \text{ см}$.

6. Вычисляем коэффициенты по формулам (18):

$$C_{F1} = \frac{1}{6 \cdot 125 \cdot 9} (2 \cdot 125 \cdot 9 + 110 \cdot 9 + 2 \cdot 110 \cdot 5 + 125 \cdot 5) = 0,74;$$

$$C_{F2} = \frac{1}{6 \cdot 125 \cdot 9} (2 \cdot 125 \cdot 9 + 110 \cdot 9 + 2 \cdot 110 \cdot 0,8 + 125 \cdot 0,8) = 0,60.$$

Уточняем значение K

$$K = \frac{F_2 C_{F2}}{F_1 C_{F1}} = \frac{3 \cdot 125 \cdot 0,6}{9 \cdot 125 \cdot 0,74} = 0,27.$$

7. Минимальная и максимальная нагрузки на одну опору

$$P_{\min} = \frac{G}{4} = \frac{20000}{4} = 5000 \text{ Н};$$

$$P_{\max} = \frac{G + G_1}{4} = \frac{20000 + 70000}{4} = 22500 \text{ Н}.$$

8. Диапазон регулирования определится

$$D = \frac{P_{\max}}{P_{\min}} = \frac{22500}{5000} = 4,5.$$

Если $D > 2$, то следует выбирать замкнутые гидростатические направляющие, а при $D \leq 2$ – незамкнутые.

9. По графику (см. рис. 9) для $K = 0,27$ и $D = 4,5$ находим $\xi_{\max} = 0,25$; $\xi_{\min} = -0,25$.

10. Принимаем $h_{\min} = 50 \text{ мкм}$, тогда $h_a = 67 \text{ мкм}$.

11. По графику (см. рис. 10) находим

$$\left(\frac{P_{\max}}{P_{\min}} \right) \approx 0,6; \quad \left(\frac{h_a}{P_H F_1 C_{F1}} j_{\max} \right) \approx 1,0; \quad \left(\frac{h_a}{P_H F_1 C_{F1}} j_{\min} \right) \approx 0,77.$$

12. Определяем давление масла на выходе дросселя по формуле (21)

$$P_H = \frac{P_{\max}}{F_1 C_{F1}} : 0,6 = \frac{22500}{125 \cdot 9 \cdot 0,74} : 0,6 = 45 \text{ Н/м}^2 = 4,5 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2.$$

13. Вычисляем значения j_{\max} , j_{\min} по формулам (22), (23)

$$j_{\max} = 1,0 \frac{45 \cdot 10^5 \cdot 125 \cdot 9 \cdot 0,74}{67} = 560 \text{ Н/мкм};$$

$$j_{\min} = 0,77 \frac{45 \cdot 125 \cdot 9 \cdot 0,74}{67} = 430 \text{ Н/мкм}.$$

Суммарная максимальная и минимальная жесткость будет

$$J_{\max} = j_{\max} \cdot i_1 = 560 \cdot 4 = 2240 \text{ Н/мкм};$$

$$J_{\min} = 430 \cdot 4 = 1720 \text{ Н/мкм}.$$

14. Принимаем $C_1 = C_2 = h_a = 67 \cdot 10^{-4}$ см, тогда по формуле (24) на-
ХОДИМ

$$\frac{l_{O1}}{d_{O1}^4 \text{ЭКВ}} = \frac{0,74}{67^3 (10^{-4})^3 (110/4 + 5/15)} = 8900 ;$$

$$\frac{l_{O2}}{d_{O1}^4 \text{ЭКВ}} = \frac{0,074}{67^3 (10^{-4})^3 (110/2,2 + 0,8/15)} = 4950 .$$

15. По формуле (25) вычисляем сопротивление дросселей

$$R_{O1} = 6,9 \cdot 10^{-9} \cdot 250 \cdot 8900 = 154 \cdot 10^{-4} ;$$

$$R_{O2} = 6,9 \cdot 10^{-9} \cdot 250 \cdot 4950 = 85 \cdot 10^{-4} .$$

16. Находим расход Q_2 масла через четыре горизонтальных опо-
ры по формуле (26)

$$Q_2 = \frac{4 \cdot 10^{-1} \cdot 0,5 \cdot 45}{10^{-4} (154 + 85)} = 376 \text{ см}^3/\text{мин}.$$

Расчет по второму варианту выполняем без пояснений:

1. $K = 0,6$.

2. $B_1 = 9$ см.

3. $B_2 = 6$ см.

4. $i = 4$.

5. $L = 125$ см; $b_1 = 5$ см; $L_2 = 125$ см; $l_2 = 110$ см; $B_2 = 6$ см; $h_2 = 3$ см.

6. $C_{F1} = 0,74$; $C_{F2} = \frac{1}{6 \cdot 125 \cdot 6} (2 \cdot 125 \cdot 6 + 110 \cdot 6 + 2 \cdot 110 \cdot 3 + 125 \cdot 3) = 0,71$;

$$K = \frac{6 \cdot 125 \cdot 0,71}{9 \cdot 125 \cdot 0,74} = 0,64 .$$

7. $P_{\min} = 5000$ Н; $P_{\max} = 22500$ Н.

8. $D = 4,5$.

9. По графику (см. рис. 9) для $K = 0,64$, $D = 4,5$ находим $\xi_{\max} = 0,10$;
 $\xi_{\min} = -0,1$.

$$10. h_a = \frac{50}{1-0,6} = 56 \text{ мкм.}$$

$$11. \text{ По графику (см. рис. 10) } \left(\frac{P_{\max}}{P_H F_1 C_{F1}} \right) \approx 0,3;$$

$$\left(\frac{h_a}{P_H F_1 C_{F1}} j_{\max} \right) \approx 1,25; \left(\frac{h_c}{P_H F_1 C_{F1}} j_{\min} \right) \approx 1,2.$$

$$12. P_H = \frac{22500}{125 \cdot 9 \cdot 0,74} : 0,30 = 90 \text{ Н/см}^2 = 9 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2.$$

$$13. j_{\max} = 1,25 \frac{9 \cdot 10^5 \cdot 125 \cdot 9 \cdot 0,74}{56} = 1670 \text{ Н/мкм};$$

$$14. j_{\min} = 1,2 \frac{9 \cdot 10^5 \cdot 125 \cdot 9 \cdot 0,74}{56} = 1600 \text{ Н/мкм};$$

$$J_{\max} = 1670 \cdot 4 = 6680 \text{ Н/мкм};$$

$$J_{\min} = 1600 \cdot 4 = 6400 \text{ Н/мкм.}$$

$$\frac{l_{O1}}{d_{O1}^4 \text{ ЭКВ}} = \frac{0,74}{56^3 \cdot 10^{12} (110/4 + 5/15)} = 15100;$$

$$\frac{l_{O2}}{d_{O1}^4 \text{ ЭКВ}} = \frac{0,074}{56^3 \cdot 10^{-12} (110/3 + 3/15)} = 11550.$$

$$15. R_{O1} = 6,9 \cdot 10^{-9} \cdot 250 \cdot 15100 = 260 \cdot 10^{-4};$$

$$R_{O2} = 6,9 \cdot 10^{-9} \cdot 250 \cdot 11500 = 198 \cdot 10^{-4}.$$

$$16. Q = \frac{4 \cdot 10^{-1} \cdot 0,5 \cdot 9}{10^{-4} (260 + 198)} = 392 \text{ см/мин.}$$

Выполненный расчет показывает, что с увеличением K с 0,3 до 0,6 жесткость повысилась примерно в 3 раза с 430 – 560 Н/мкм до 1600 – 1670 Н/мкм.

Рассчитываем вертикальные (боковые) направляющие.

1. Учитывая одинаковые условия нагружения обеих направляющих, принимаем $K = 1,0$.

2. Принимаем ширину каждой боковой направляющей $B_3 = 7 \text{ см}$ из условия обеспечения достаточной жесткости направляющих в поперечном направлении.

3. Количество опор $i_2 = 2$.

4. Назначаем размеры опор и карманов $L_3 = 125 \text{ см}$; $l_3 = 110 \text{ см}$; $b_3 = 4 \text{ см}$.

$$5. C_{F3} = \frac{1}{6 \cdot 125 \cdot 7} (2 \cdot 125 \cdot 7 + 110 \cdot 7 + 2 \cdot 110 + 125 \cdot 4) = 0,74.$$

6. Задаемся максимальным перемещением стола в поперечном направлении, равным 10 мкм из условия точности работы станка. Учитывая, что $h_{\min} = 50$ мкм, получаем $h_a = h_{\min} + 10$ мкм = 60 мкм.

$$7. \xi_{\max} = \frac{h_a - h_{\min}}{h_a} = \frac{60 - 50}{60} = 0,17; \xi_{\min} = 0.$$

8. По графику рис. 9 находим

$$\left(\frac{h_a}{P_H F_1 C_{F3}} j_{\max} \right) = 1,5; \left(\frac{h_a}{P_H F_3 C_{F3}} j_{\min} \right) = 1,45.$$

9. Определяем j_{\max} , j_{\min} (при $\xi_{\min} = 0$ и $\xi_{\max} = 0,17$) с учетом полученного ранее значения $P_H = 45$ Н/см² = $4,5 \cdot 10^5$ Н/м²:

$$j_{\max} = 1,45 \frac{P_H F_3 C_{F3}}{h_a} = 1,45 \frac{4,5 \cdot 10^5 \cdot 125 \cdot 7 \cdot 0,74}{60} = 730 \text{ Н/мкм};$$

$$j_{\min} = 1,45 \frac{P_H F_1 C_{F3}}{h_a} = 1,45 \frac{45 \cdot 125 \cdot 7 \cdot 0,74}{60} = 700 \text{ Н/мкм}.$$

Общая жесткость боковых направляющих

$$J_{\max} = j_{\max} \cdot i_2 = 730 \cdot 2 = 1460 \text{ Н/мкм};$$

$$J_{\min} = j_{\min} \cdot i_2 = 700 \cdot 2 = 1400 \text{ Н/мкм}.$$

10. Принимаем $C = h_a = 60 \cdot 10^{-4}$ см, с учетом этого находим соотношение размеров дроссельного канала по формуле (24)

$$\frac{l_{O3}}{R_{O3}^4_{\text{ЭКВ}}} = \frac{0,074}{1 \cdot 60^3 \cdot 10^{-12} \cdot (110/3 + 4/15)} = 9250.$$

11. Вычисляем сопротивление дросселей по формуле (25)

$$R_{O3} = 6,9 \cdot 10^{-9} \cdot 250 \cdot 9250 = 160 \cdot 10^{-4}.$$

12. Расход масла через две боковые опоры

$$Q_{\bar{o}} = i_2 \frac{0,5 P_H \cdot 10^{-1}}{2} = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 45 \cdot 10^{-1}}{2 \cdot 160 \cdot 10^{-4}} = 140 \text{ см}^3/\text{мин}.$$

13. Расход масла по горизонтальным и вертикальным направляющим составит

$$Q_{\text{общ}} = Q_2 + Q_{\bar{o}} = 376 + 140 = 516 \text{ см}^3/\text{мин}.$$

14. Общая сила трения при $V=1$ м/мин

$$T = \frac{1}{10^5 \cdot 60} \cdot \frac{250}{50 \cdot 10^{-4}} (2250 + 1500 + 1750) \cdot 4 = 180 \text{ Н}.$$

15. Коэффициент трения

$$f = \frac{T}{G_1 + G_2} = \frac{180}{20000 + 70000} = 0,002.$$

3.4. Конструкция и расчет гидродинамических направляющих

Гидродинамические направляющие состоят из подвижной направляющей 1 (рис. 11, а), перемещающейся со скоростью V относительно неподвижной направляющей 2. В направляющей 1 выполнена канавка 3, наклонный участок 4 и горизонтальный участок 5. Масло, подаваемое между направляющими, при движении подвижного узла затягивается в клиновидный зазор, образованный наклонным участком 4 и направляющей 2. Образуется давление масла, характеризуемое эпорой 6 и создающее поддерживающую силу. Гидродинамические направляющие используются как для узлов с прямолинейным движением (см. рис. 11, а), так и для кругового движения (рис. 11, б).

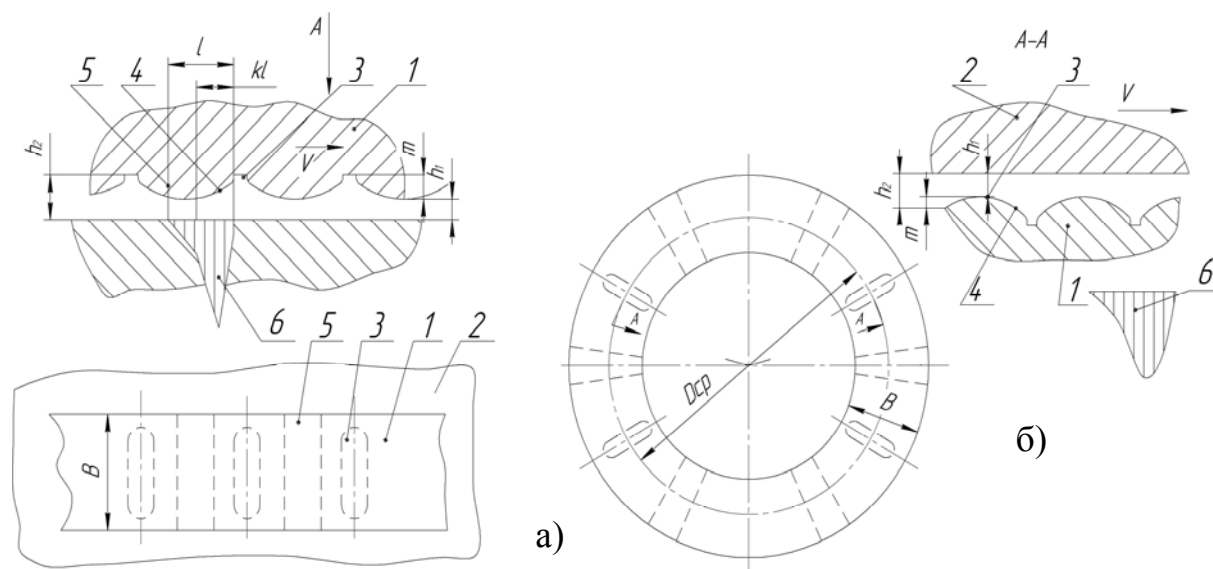


Рис. 11. Формы клиновидных зазоров гидродинамических направляющих

При расчете гидродинамических направляющих определяют поддерживающую силу по формуле

$$P = \frac{1}{10^4} \cdot \frac{2\mu V l^2 B}{3h_1^5} C_1 C_2, \quad (27)$$

где μ – динамическая вязкость масла; V – скорость скольжения подвижной направляющей относительно неподвижной; l – длина опоры; B – ширина опоры; h_1 – толщина масляного слоя на горизонтальном участке 5; C_1 – коэффициент, учитывающий боковое истечение масла; C_2 – коэффициент, определяемый по графику (рис. 12, а).

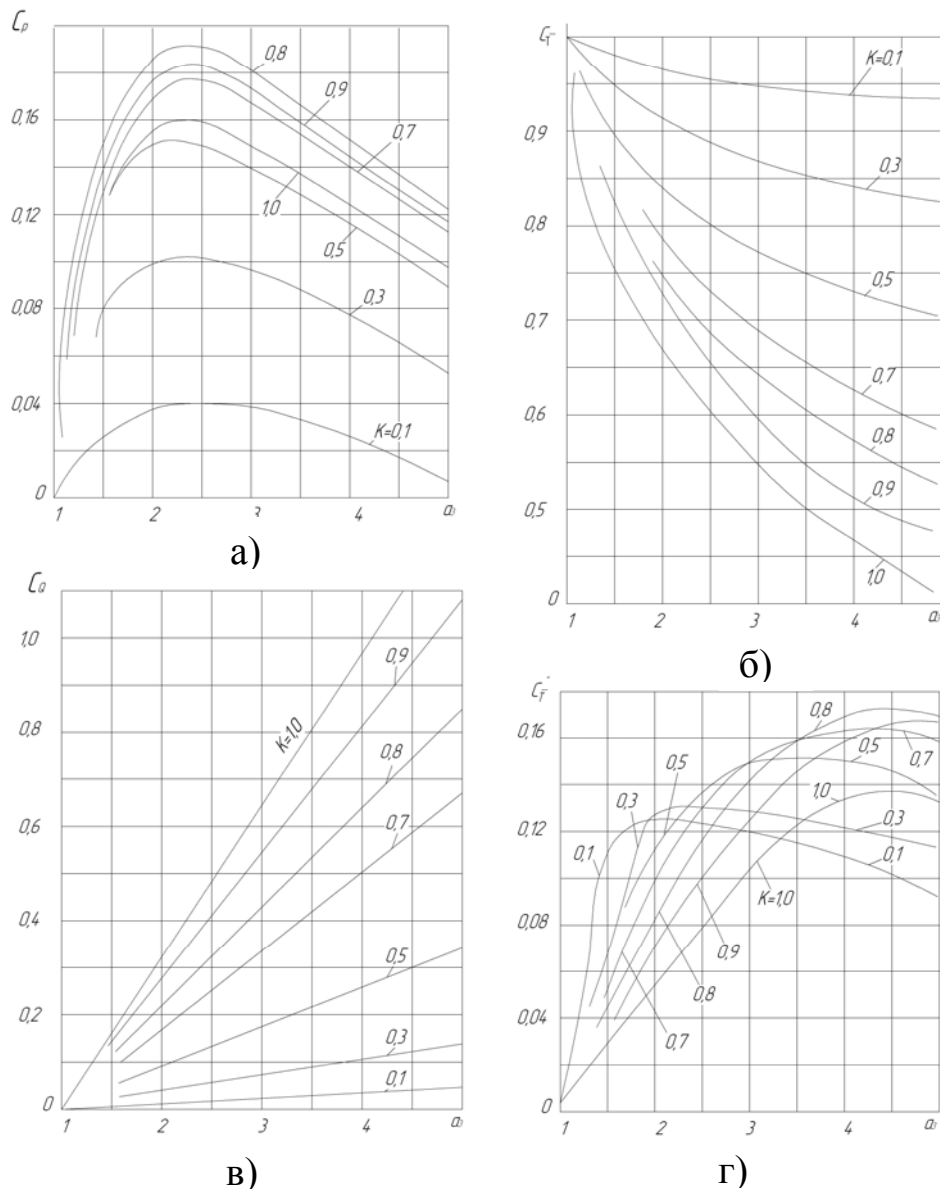


Рис. 12. Графики расчета коэффициента трения

Рассчитывают силу трения

$$T = \frac{1}{10^4} \cdot \frac{\mu V B l}{h_1} (C_r' + C_r'' \cdot C_1), \quad (28)$$

где C_r' , C_r'' – коэффициенты, определяемые по графику (рис. 12, б, в).

Находят коэффициент трения по формуле

$$f = \frac{T}{D}. \quad (29)$$

Определяют расход масла в направлении, перпендикулярном скольжению, по формуле

$$Q = \frac{60}{10^3} \cdot \frac{V h_1 l^2}{B} C_1 C_Q, \quad (30)$$

где C_Q – коэффициент, который находят по графику (рис. 12, г).

В вышеприведенных формулах

$$C_1 = \frac{5}{4} \cdot \frac{1}{1 + \left(\frac{Kl}{B}\right)^2}; \quad a_3 = \frac{h_2}{h_1}, \quad (31)$$

где K – отношение длины наклонного участка (см. рис. 11, *a, б*) к длине опоры; h_2 – максимальная толщина масляного слоя на наклонном участке; $h_2 = m + h_1$ где m – глубина клинообразующего участка 4.

При проектировании опор, рассчитанных на работу в условиях только жидкостного трения (подпятники), величину K следует выбирать равной 0,8, так как при этом значении коэффициент C_p , а следовательно, и подпирательная сила P достигают наибольшего значения.

Для направляющих станков, работающих в широком диапазоне скоростей, величину K следует брать равной 0,5, так как при низких скоростях направляющие работают в условиях смешанного трения.

Величину a_3 следует назначать равной 2,2, так как коэффициент L_p при этом имеет наибольшую величину.

Глубину клинообразующих участков 4 нужно брать равной $m = 1,2h_1$.

Для опоры заданной площади наибольшая несущая способность обеспечивается при соотношении $Kl/B \approx 0,6$.

В соответствии с нормалью станкостроения Н20-6 смазочные канавки и скосы (наклонные участки) гидродинамических направляющих прямолинейного движения выполняют по (рис. 13, *a*), кругового движения – по (рис. 13, *б*). Смазочные канавки и скосы выполняют на необнаженных участках одной из двух сопряженных поверхностей трения.

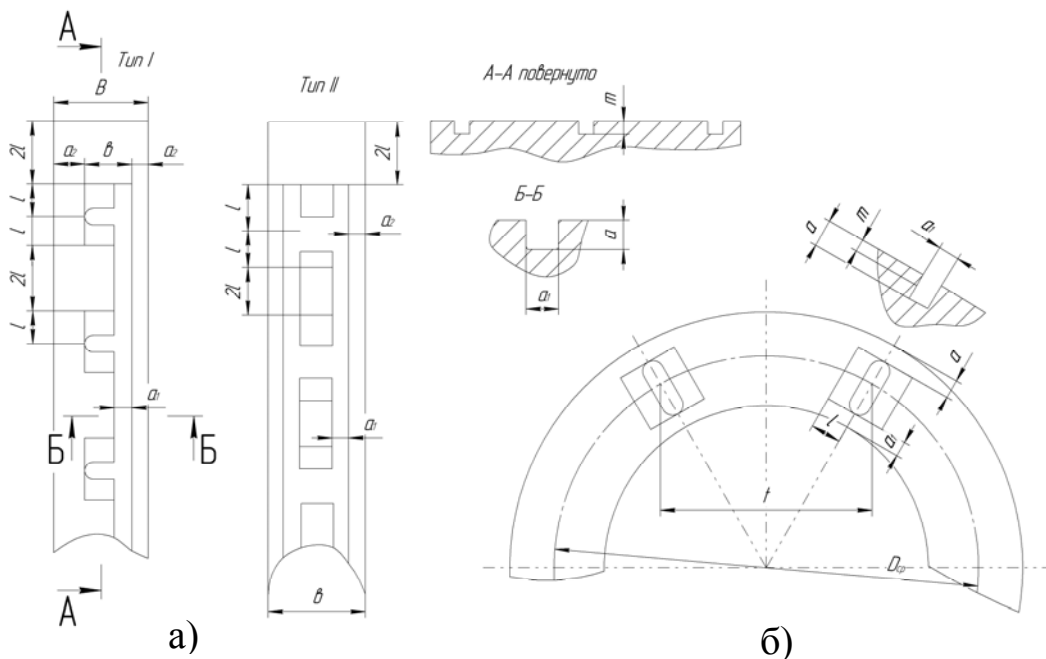


Рис. 13. Схема канавок и скосов гидродинамических направляющих

В продольно-строгальных станках канавки и скосы выполняют на направляющих стола, в карусельных станках – на круговых направляющих основания. Размеры смазочных канавок и скосов приведены в табл. 2 для направляющих прямолинейного движения и в табл. 3 – для кругового движения.

Таблица 2

Размеры смазочных канавок для направляющих
прямолинейного движения, мм

B	l	a	a_1	a_2	R	Тип смазочных канавок
40 – 50	$0,6 b_l$	2	4	6 – 8	1,0	I
60 – 70	$0,6 b_l$	2	6	8 – 10	1,5	I
80 – 100	$0,6 b_l$	4	8	10 – 12	2,0	I
110 – 140	$0,6 b_l$	5	10	14 – 18	2,0	I
150 – 190	$0,6 b_l$	6	12	20 – 25	2,0	II
200 – 300	$0,6 b_l$	7	14	30 – 50	3,0	II

При глубине стола $L = 2 - 6$ м глубина скосов $m = 0,08$ мм;
 $L = 6 - 12$ м, $m = 0,10$ мм при $L > 12$ м, $m = 0,12$ мм

Таблица 3

Размеры смазочных канавок для направляющих
кругового движения, мм

B	l	a	a_1	a_2	R	m
80 – 100	35 – 45	4	8	10 – 12	1,5	0,05 – 0,08
110 – 140	50 – 60	5	10	14 – 18	2,0	0,06 – 0,10
150 – 190	65 – 85	6	12	20 – 25	2,0	0,08 – 0,12
200 – 300	85 – 120	7	14	30 – 50	3,0	0,10 – 0,14
310 – 500	125 – 210	8	16	50 – 70	3,0	0,12 – 0,16
510 – 700	220 – 300	9	18	70 – 90	4,0	0,12 – 0,16

Примечание. Меньшие значения m – для пар чугун-чугун, чугун-цветной сплав, большие значения m – для пары чугун-пластмасса.

Величина $t \approx (3,5 - 4,5)l$ выбирается из этих пределов при условии, чтобы число смазочных канавок было четным.

3.5. Пример расчета гидродинамических направляющих кругового движения

Исходные данные: направляющие кругового движения, станок токарно-карусельный, частота вращения планшайбы $n = 20$ об/мин, средний диаметр направляющих $D_{cp} = 1800$ мм, ширина направляющих $B = 250$ мм, ожидаемая температура масляного слоя $t_M = 60$ °С, масло индустриальное 45, вязкость при 60 °С $\mu = 2,3$ Па·с, критическое значение наименьшей толщины масляного слоя, назначенное с учетом макро- и микронеровностей рабочих поверхностей направляющих и их возможных деформаций $h_{кр} = 0,09$ мм.

Выбираем согласно вышеприведенным рекомендациям отношение длины наклонного участка к длине опоры $K = 0,5$; $a_3 = h_2/h_1 = 2,2$. Находим длину опоры по табл. 3, при $B = 250$ мм $l = 100$ мм, а также размеры масляных канавок $a = 7$ мм, $a_1 = 14$ мм, $a_2 = 40$ мм, $R = 3$ мм. Длина скоса $Kl = 60$ мм.

Выбираем в качестве материала направляющих чугун-чугун, тогда по табл. 3 для $B = 250$ мм находим $m = 0,10 - 0,14$; так как материалом направляющих является чугун, то принимаем меньшее значение $m = 0,11$ мм.

Вычисляем толщину масляного слоя на участке 5 (см. рис. 11)

$$h = \frac{m}{1,2} = \frac{0,11}{1,2} \approx 0,092 \text{ мм} > h_{np} = 0,09 \text{ мм}.$$

Определяем шаг t смазочных канавок по формуле

$$t = (3,5 - 4,5)l = (3,5 - 4,5)100 = (350 - 450) \text{ мм}.$$

Находим количество опор на направляющей

$$i = \frac{\pi D_{cp}}{t} = \frac{3,14 \cdot 1800}{(350 - 450)} = (16,15 - 12,55) \text{ опор}.$$

Поскольку количество опор i должно быть целым и четным числом, то принимаем $i = 14$.

Уточняем шаг t смазочных канавок

$$t = \frac{\pi D_{cp}}{i} = \frac{3,14 \cdot 1800}{14} = 403,7 \text{ мм}.$$

По графикам, представленным на рис. 12, а, б, в, г, для $K = 0,5$ и $a_3 = 2,2$ находим $C_P = 0,154$; $C_T = 0,83$; $C''_T = 0,118$.

Определяем поддерживающую гидродинамическую силу по формуле (27):

$$P = \frac{1}{10^4} \cdot \frac{2\mu V l^2 B}{3h_1^5} C_1 C_p = \frac{1}{10^4} \cdot \frac{2 \cdot 23 \cdot 1,884 \cdot 100^2 \cdot 250}{0,092^2} \cdot 1,2 \cdot 0,154 = 157682,6 \text{ Н};$$

$$V = \frac{\pi D_{cp} n}{1000 \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 1800 \cdot 20}{1000 \cdot 60} = 1,884 \text{ м/с};$$

$$C_1 = \frac{5}{4} \cdot \frac{1}{1 + \left(\frac{Kl}{B}\right)^2} = \frac{5}{4} \cdot \frac{1}{1 + \left(\frac{0,5 \cdot 100}{250}\right)^2} = 1,2.$$

Находим силу трения в направляющих по формуле (28)

$$T = \frac{1}{10^4} \cdot \frac{\mu V B l}{h_1} (C_r + C_r' \cdot C_1) = \frac{23 \cdot 1,884 \cdot 250 \cdot 100}{10^4 \cdot 0,092} (0,83 + 0,118 \cdot 1,2) = 1144 \text{ Н}.$$

Определяем коэффициент трения

$$f = \frac{T}{D} = \frac{1144}{157682,6} = 0,007.$$

Вычисляем расход масла по формуле (30)

$$Q = \frac{60}{10^3} \cdot \frac{V h_1 l^2}{B} C_1 C_Q = \frac{60}{10^3} \cdot \frac{1,884 \cdot 0,092 \cdot 100^2}{250} \cdot 1,2 \cdot 0,1 = 0,06 \text{ см}^3/\text{мин}.$$

4. НАПРАВЛЯЮЩИЕ ТРЕНИЯ КАЧЕНИЯ

Направляющие качения имеют хорошие характеристики трения, равномерность и плавность движения при малых скоростях, точность установочных перемещений и длительно сохраняют точность; в них малое тепловыделение, их легко смазывать. Недостатками направляющих качения по сравнению с направляющими скольжения являются высокая стоимость, трудоемкость изготовления, пониженное демпфирование, повышенная чувствительность к загрязнению.

Трение качения в направляющих может создаваться при свободном прокатывании шариков или роликов между движущимися поверхностями либо применением тел качения с фиксированными осями (рис. 14, а). Наибольшее распространение в металлорежущих станках имеют направляющие со свободным прокатыванием тел качения (рис. 14, б, в), так как есть возможность разместить большее число тел качения в зоне контакта и обеспечить необходимые жесткость и точность движения. Конструкции без возврата тел качения (см. рис. 14, б) при-

меняют для малых ходов (до 1 м), поскольку тела качения в 2 раза отстают от подвижного узла. Для равномерного размещения на направляющей тел качения служит сепаратор. При большой длине хода используют направляющие с циркуляцией шариков или роликов, которые свободно возвращаются на рабочую дорожку по каналу возврата (рис. 14, в).



Рис. 14. Основные схемы направляющих качения: а – на роликах с закрепленными осями; б – с потоком тел качения; в – с возвратом тел качения

Материал и конструктивные формы направляющих качения сходны с направляющими скольжения. Однако для направляющих качения необходимы твердые и однородные рабочие поверхности. Чугун применяют сравнительно редко лишь при небольших нагрузках. В основном используют стальные закаленные направляющие.

Число тел качения в одном ряду на направляющей не должно быть меньше 12 – 16, так как с их уменьшением снижается точность движения. Вместе с тем для загрузки всех или почти всех тел качения внешней силой необходимо соблюдать условия $z \leq g/4$; $z \leq P/9,5\sqrt{d}$, где g – нагрузка на единицу длины ролика, Н/мм; P – нагрузка на один шарик, Н; d – диаметр шарика, мм.

Чрезмерное увеличение количества тел качения приводит к тому, что все большее их число оказывается ненагруженным полностью или частично. При выборе диаметра детали типа тела качения нужно учитывать, что с уменьшением диаметра возрастают силы трения, а с увеличением диаметра увеличиваются размеры направляющих. Жесткость шариковых направляющих возрастает с увеличением диаметра шариков, а жесткость роликовых направляющих почти не зависит от диаметра роликов. В станкостроении используют короткие ролики диаметром 5 – 12 мм и длинные диаметром 5 – 20 мм.

Предварительный натяг в направляющих качения устраняет вредное влияние зазоров и обеспечивает повышение жесткости направляющих в 2 – 3 раза. Предварительный натяг может быть получен за счет массы узла и внешней нагрузки. Недостаток этого способа – невозможность выбора оптимальной величины натяга и его регулирования.

В замкнутых направляющих предварительный натяг создают двумя способами: пригонкой размеров или регулировочными устройствами. Первый из них прост конструктивно и обеспечивает высокую жесткость, однако натяг невозможно регулировать в процессе эксплуатации и необходимо выдерживать размеры с большой точностью, так как максимальные величины натяга для шариковых направляющих не должны превышать 7 – 10 мкм, а для роликовых – 10 – 15 мкм. Рекомендуемые величины натяга обычно составляют 5 – 6 мкм.

Второй способ лишен этого недостатка, но сложнее конструктивно. Натяг создается либо пружинами, либо за счет регулировочных элементов, которые смещают подвижную деталь. При этом желательно, чтобы на эти устройства во избежание снижения жесткости действовала основная нагрузка.

Направляющие с циркуляцией тел качения выполняют в основном без сепаратора со сплошным потоком шариков или роликов. Иногда встречаются конструкции с циркуляцией тел качения, в которых используют сепараторы в виде гибкой цепи. Циркуляция тел качения осуществляется также в опорах (шариковых или роликовых), представляющих собой отдельные самостоятельные элементы. Это своего рода подшипники качения прямолинейного движения.

Размеры и конструкции роликовых опор определены стандартом станкостроения. Эти опоры бывают нормальной P88, узкой P88У и широкой P88Ш серий.

Направляющие качения конструируют незамкнутыми и замкнутыми (рис. 15). Незамкнутые направляющие (рис. 15, а) применяют только для горизонтального перемещения, при этом натяг в вертикальной плоскости создается массой узла, а в горизонтальной – специальными устройствами. Конструктивно они проще замкнутых, но не могут вос-

принимать больших опрокидывающих моментов. Замкнутые направляющие (рис. 15, б) воспринимают большие моменты, натяг в обеих плоскостях создается специальными регулируемыми устройствами (на рисунке роликовые опоры условно показаны прямоугольниками).

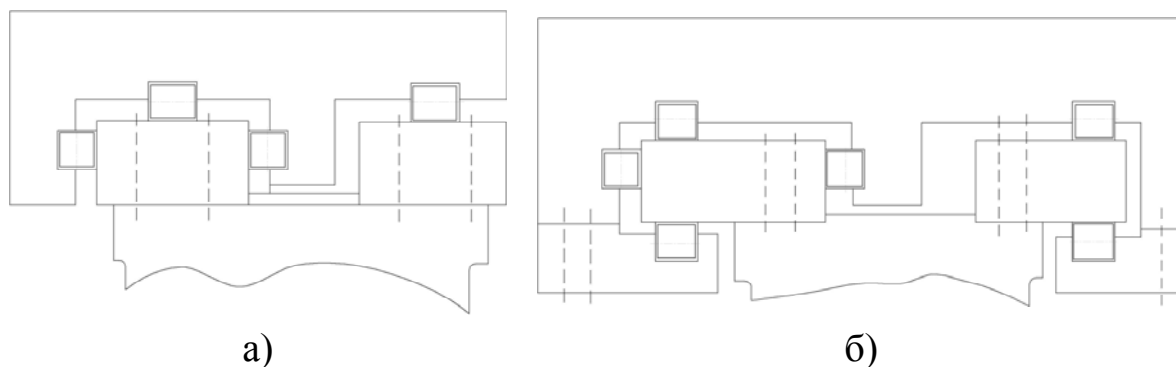


Рис. 15. Направляющие качения

Обычно роликовые опоры встраивают в узлы с предварительным натягом. Предварительный натяг в замкнутых направляющих создают двумя способами: пригонкой размеров или регулировочными устройствами. Первый способ прост конструктивно и дает высокую жесткость, однако он имеет недостатки: невозможно регулировать натяг в процессе эксплуатации и сложно подгонять требуемый натяг при первоначальной сборке. Второй способ при усложнении конструкции, увеличении размеров и меньшей жесткости лишен данного недостатка.

Для создания натяга с помощью регулировочных устройств одну роликовую опору закрепляют в корпусе неподвижно, а противоположную с помощью регулировочного устройства можно перемещать в процессе монтажа (рис. 16). На основании исследований, выполненных в ЭНИМСе, даны рекомендации по выбору типа регулировочного устройства. В конструкциях, где необходима самоустановка опор, рекомендуется применять устройства с пружинами (рис. 16, а, б) или винтами с шариковыми опорами (рис. 16, д, е), а в конструкциях, где самоустановка необязательна, но важна высокая жесткость – регулировочные устройства с клиньями (рис. 16, в и з).

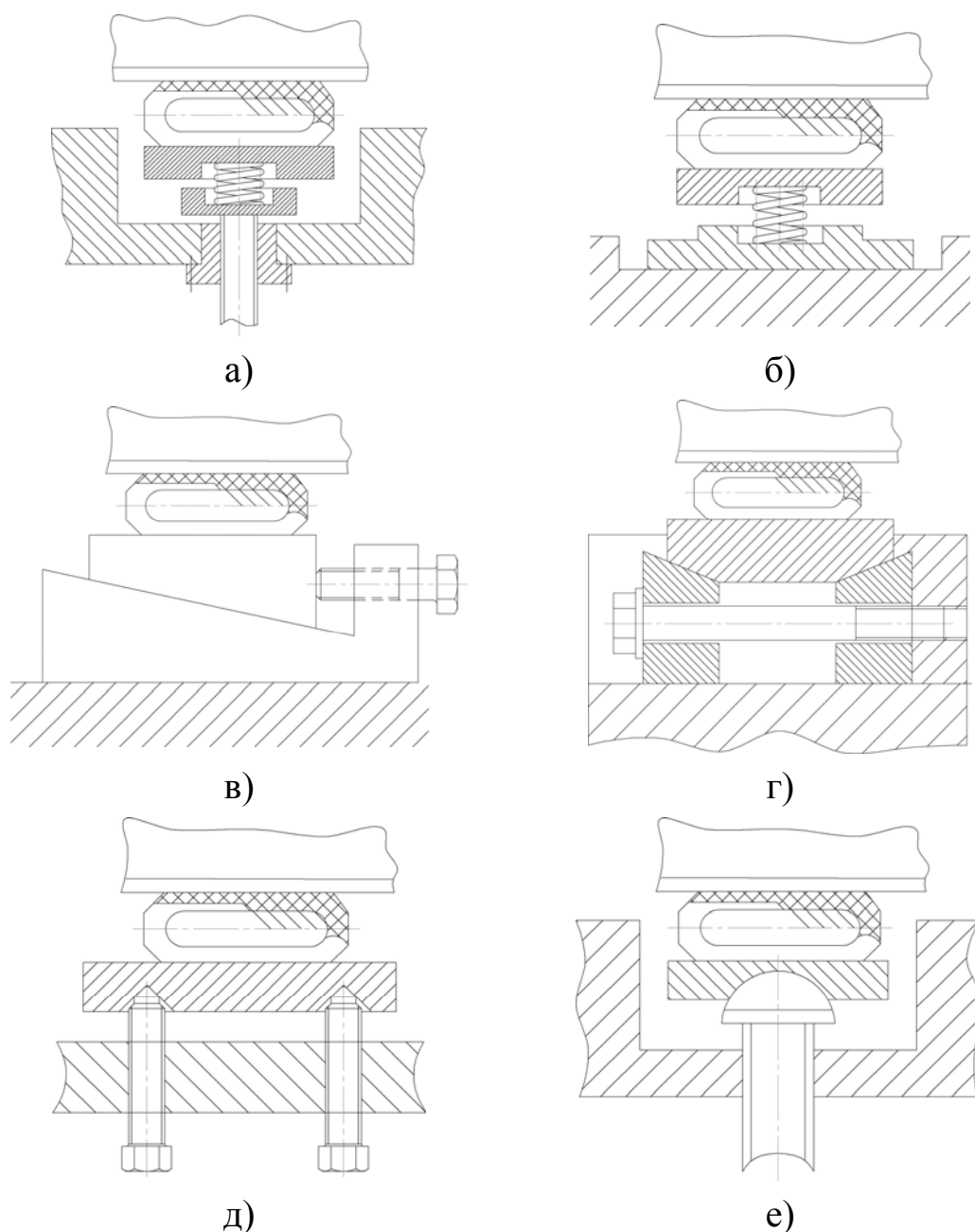


Рис. 16. Схема создания натяга в направляющих

5. КЛАССИФИКАЦИЯ И КОНСТРУКЦИИ НАПРАВЛЯЮЩИХ

Направляющие качения делят по типу тела качения – на шариковые, роликовые, игольчатые и роликовые на осях; по форме направляющих поверхностей – на направляющие с плоскими гранями прямоугольные, типа «ласточкин хвост», комбинированные и др.; по виду перемещения – на направляющие прямолинейного и направляю-

щие кругового движения; по наличию натяга – на направляющие без предварительного натяга и направляющие с предварительным натягом.

Наиболее распространенными направляющими без предварительного натяга являются треугольная и плоская роликовые направляющие качения (рис. 17).

Направляющие качения без натяга применяют в узлах, в которых опрокидывающие моменты малы (столы шлифовальных станков, столы и каретки координатно-расточных станков), в узлах большого веса (тяжелые шпиндельные бабки и т.п.), с длинными направляющими (столы шлифовальных станков). Возможность применения горизонтальных направляющих качения без предварительного натяга в каждом конкретном случае должна определяться по условию отсутствия отрыва исполнительного органа

$$\left| \frac{M_y}{PBL} \right| \leq \frac{1}{6}, \quad (32)$$

где M_y – опрокидывающий момент направляющих сил относительно оси y , проходящей через середину длины направляющих перпендикулярно им; P_B – суммарная вертикальная нагрузка от веса исполнительного органа и сил резания; L – рабочая длина направляющих (см. рис. 5).

Для крупных станков нормальной точности с диаметром обработки более 200 мм предварительный натяг создавать не следует. В небольших станках с наибольшим диаметром обработки до 100 мм необходимо применять направляющие с предварительным натягом, если диаметр обработки лежит между 100 и 200 мм, целесообразность создания предварительного натяга решается с помощью формулы (32).

Предварительный натяг необходим в узлах с вертикальными направляющими. Натяг создается, например, специальными болтами или винтами 1 перемещением регулировочной направляющей 2 к неподвижной направляющей 3 (рис. 18).

Шариковые направляющие (рис. 19) можно применять в узлах небольшого веса (до 1000 – 2000 Н) и при небольших силах резания. Их не следует применять в узлах с малой длиной хода H . Они должны выполняться стальными с последующей закалкой.

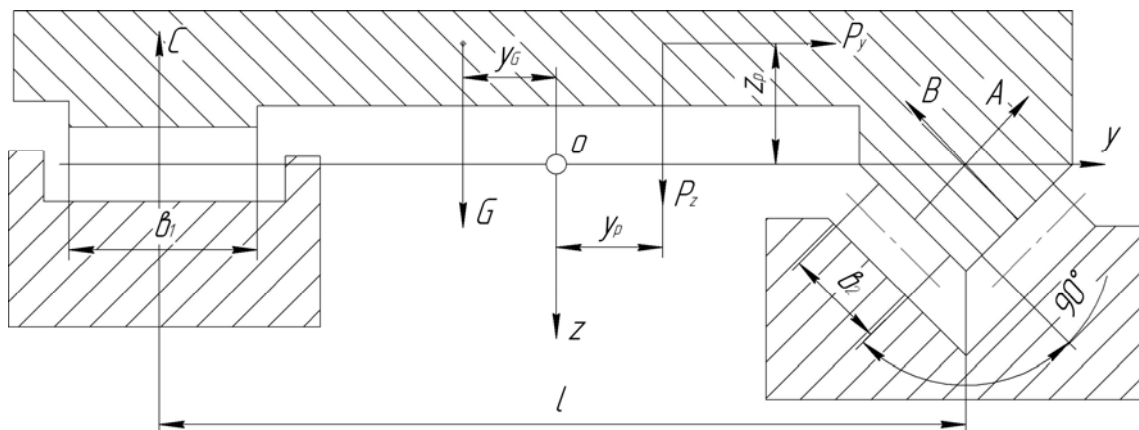


Рис. 17. Направляющие без предварительного натяга

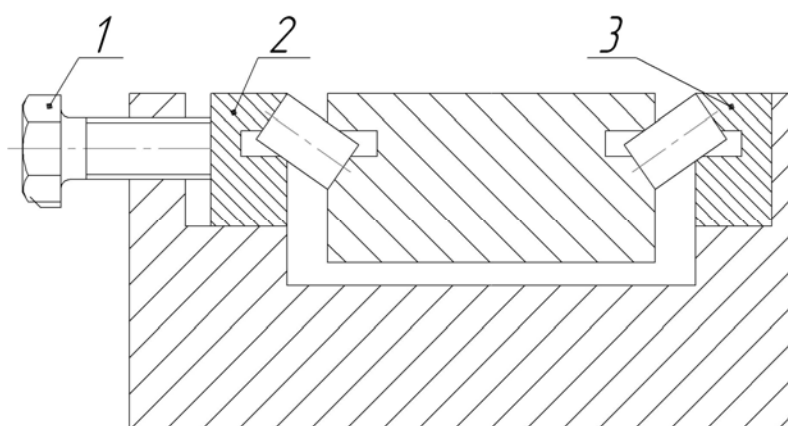


Рис. 18. Схема регулирования натяга

Роликовые прямоугольные направляющие (рис. 20) просты в изготовлении, имеют высокую жесткость, но из-за больших габаритных размеров они не получили широкого применения. Для вертикальных направляющих эта конструкция непригодна. При весе подвижного узла $G = 1000$ Н, длине ролика 10 – 15 мм, числе роликов на каждой грани 15 – 20 предварительный натяг должен быть не более 5 мкм, при $G = 2000$ Н – 5 – 7 мкм, при $G = 4000$ Н – 7 – 9 мкм.

В узлах, испытывающих опрокидывающие моменты, например в шлифовальных бабках станков высокой точности, применяются остроугольные роликовые направляющие в форме «ласточкин хвост» (рис. 21). Эти направляющие имеют высокую жесткость, простую регулировку, но трудоемки и сложны в изготовлении.

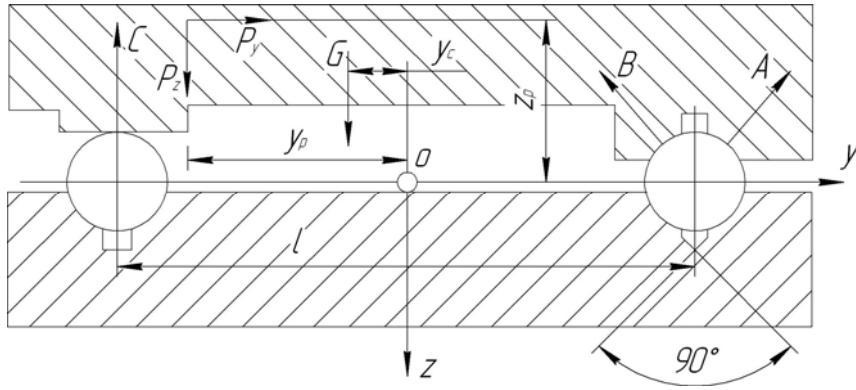


Рис. 19. Шариковые направляющие

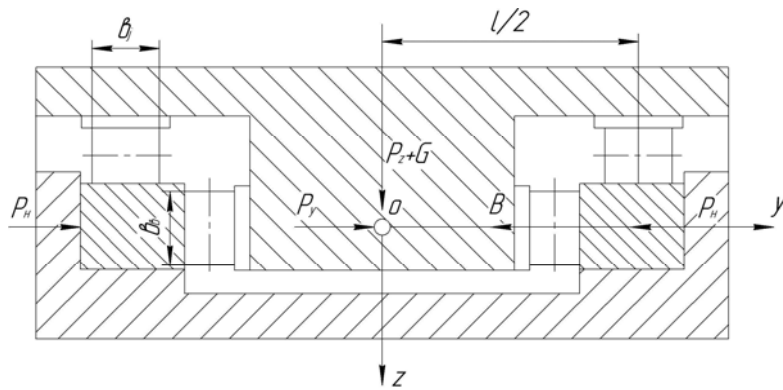


Рис. 20. Роликовые прямоугольные направляющие

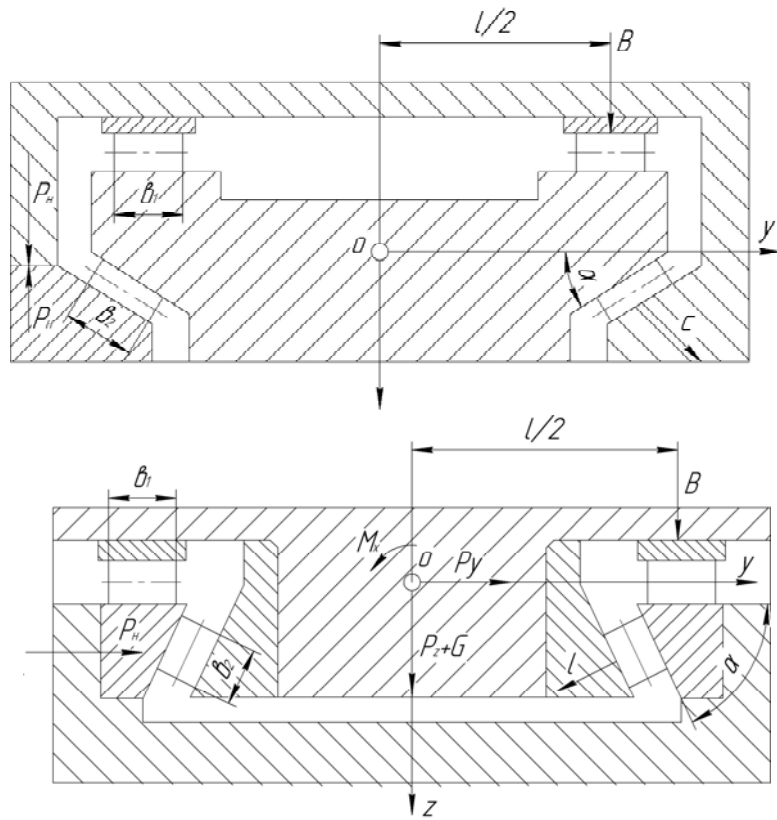


Рис. 21. Направляющие в форме "ласточкин хвост"

Прямоугольные замкнутые направляющие (рис. 22) также могут воспринимать опрокидывающие моменты и более просты в изготовлении, чем направляющие по форме «ласточкин хвост».

В качестве материала направляющих качения используют в основном стали и чугун СЧ21 (НВ 200 – 220).

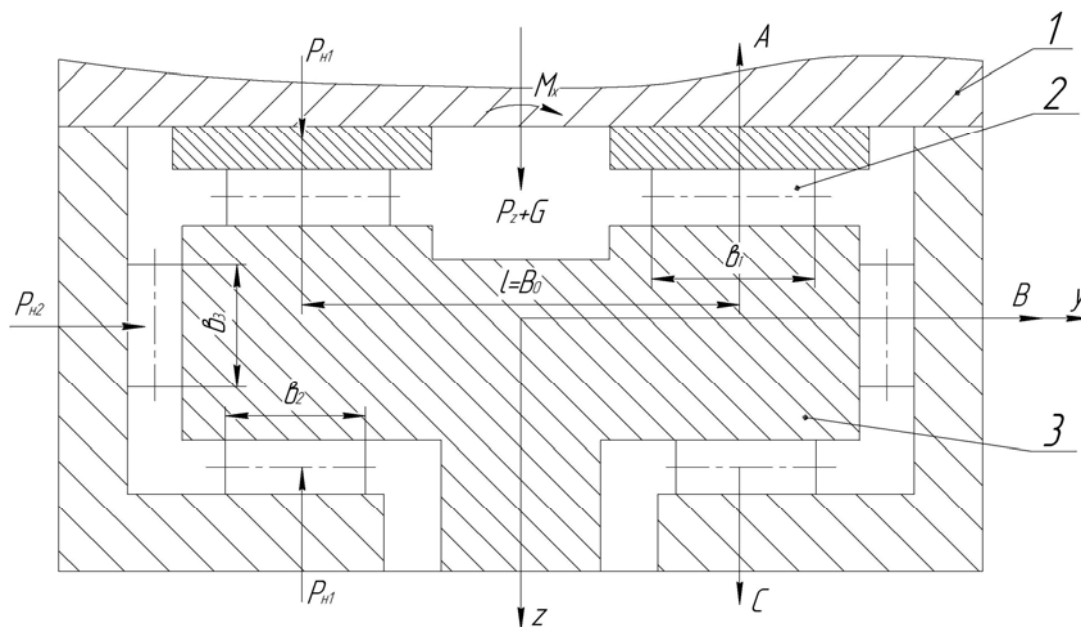


Рис. 22. Прямоугольные замкнутые направляющие

Проектирование и расчет направляющих

Перед выполнением этого этапа должны быть вычислены все внешние силы и моменты, действующие на подвижный узел направляющих, силы тяжести, заданы длины участков перемещения (величина хода) дополнительного органа, размеры направляющих и др.

На основе известной величины хода подвижного узла выбирают схему направляющих качения, затем выбирают тело качения (шарик, ролик или иголку).

Выбирают материал и термообработку направляющих и конструктивную форму направляющих согласно рекомендациям.

Определяют число тел качения и их размеры.

Обосновывают целесообразность создания предварительного натяга в направляющих и определяют величину этого натяга и способ его осуществления.

Выбирают тип сепаратора, защитные устройства и смазку направляющих.

Рассчитывают направляющие на статическую прочность, жесткость, частоту собственных колебаний, потери на трение и долговечность.

Выбор тела качения связан с величиной внешних нагрузок, воспринимаемых направляющими. При легких режимах нагружения следует выбирать шарики, при этом одновременно решается вопрос с выбором материала, который для шариковых направляющих может быть только сталью. Ролики следует выбирать при более тяжелых режимах. Наименьшее число тел качения на одной направляющей в одном ряду составляет обычно 12 – 16. При числе тел качения меньше 12 штук могут сказаться погрешности положения подвижного узла. Наибольшее число тел качения определяется условием участия в работе всех или большинства тел качения. Такие условия работы тел качения будут при выполнении неравенств

$$\begin{aligned} Z &\leq \frac{G}{9,8 \cdot 4b} \text{ — для роликовых направляющих;} \\ Z &\leq \frac{G}{9,8 \cdot 3\sqrt{d}} \text{ — для шариковых направляющих,} \end{aligned} \tag{33}$$

где Z – число тел качения; d – диаметр шариков, см; b – длина роликов, см; G – вес узла, Н.

Применение большего числа тел качения и, следовательно, более низких нагрузок на каждый ролик (шарик) не дает увеличения жесткости направляющих, поскольку в связи с неизбежными неточностями изготовления часть тел качения не участвует в работе.

Для нахождения Z по уравнениям (33) должны быть известны размеры тел качения. Применение роликов диаметром 6 – 8 мм нежелательно. Нормаль Н20-7 «Ролики цилиндрические для направляющих качения станков. Размеры и технические условия» включает три группы роликов: длинные ($b/d = 2 - 5$), короткие ($b/d = 1,5 - 2$) и ролики для направляющих с крестообразным расположением осей соседних роликов. Основные размеры роликов для направляющих качения станков приведены в табл. 4.

Для комбинированных направляющих из треугольной и плоской форм возможны следующие сочетания диаметров роликов: 3,53 и 5,0 мм; 5,0 и 7,071 мм; 7,071 и 10,0 мм; 10,0 и 14,142 мм; 14,142 и 20,0 мм; 20,0 и 28,284 мм. Для других форм направляющих допускается применение роликов с округленными значениями данного ряда. Диаметры шариков могут выбираться из ряда: 3; 5; 7; 10; 15; 20; 25 мм и т.д.

Таблица 4

Основные размеры роликов для направляющих качения станков, мм

Ролики длинные							
Диаметр ролика d	(3, 53)	5	7, 071	10	14, 142	20	28, 284
Длина ролика b (цифры, указанные в скобках, желательны не применять)	16	16	20	25	32	40	80
	–	20	25	32	40	50	–
	–	25	32	40	50	60	–
	–	–	–	(50)	(60)	–	–
Ролики короткие							
Диаметр ролика d	5	6	8	10	12		
Длина ролика b	8	8	12	12	20		
	10	10	16	16	–		
	–	12	–	20	–		
Ролики для треугольных направляющих с крестообразным расположением осей роликов							
Диаметр ролика d	6	9	12	15	18	24	
Длина ролика b	5,8	8,8	11,3	14,8	17,8	23,8	

Разноразмерность роликов (шариков), используемых на одной направляющей, не должна превышать 2 мкм, а для станков высокой точности – 1 мкм. Конусность роликов не должна превышать 0,5 – 1 мкм. Для шариковых направляющих при увеличении статической прочности выгоднее увеличить диаметр тел качения, чем их число, для роликовых направляющих увеличение диаметра или числа роликов равноценно. В игольчатых направляющих действуют повышенные силы трения и возникает опасность проскальзывания игл (силы трения приближаются к силам трения скольжения). Для стальных шлифованных направляющих следует избегать применения длинных роликов, ограничиваясь отношением длины ролика к диаметру не более 1,5 – 2 мм и длиной не более 25 – 30 мм. Увеличение длины роликов свыше 30 мм приводит к незначительному снижению фактических давлений и росту жесткости направляющих. В этой связи необходимые условия прочности направляющих должны обеспечиваться увеличением диаметра и числа роликов, а не длины.

Целесообразность создания натяга в направляющих качения определяется на основе формулы (32). Если необходимость создания натяга установлена, приступают к выбору способа его осуществления.

При создании натяга винтами, пружинами или эксцентриками регулировочная направляющая 2 (см. рис. 18) деформируется по длине неравномерно, рабочая поверхность принимает волнистую форму. Правильным выбором расстояния между винтами (или пружинами) можно эти деформации свести к минимуму.

Рекомендуемая минимальная величина натяга σ_H по нормали к граням направляющих составляет 2 – 3 мкм, оптимальный натяг 5 – 6 мкм, который не изменяет равномерности движения, а также точности перемещения. Максимальная величина натяга для стальных роликовых направляющих твердости *HRC60* – 15 – 25 мкм, для шариковых направляющих – 7 – 15 мкм в зависимости от диаметра тел качения. После регулировки натяга подвижный узел должен перемещаться плавно и легко, тяговое усилие в направляющих средних станков не должно превышать 30 – 50 Н. Тяговое усилие измеряется динамометром. Тип сепаратора, защитные устройства, смазку направляющих выбирают по [1, т. 1, с. 375].

6. РАСЧЕТ НАПРАВЛЯЮЩИХ НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ

Расчет производят на прочность слоев (по контактными напряжениям) и сводят к определению максимальной нагрузки на одно тело качения и сравнению ее с допустимой нагрузкой. Максимальная нагрузка на тело качения зависит от конструктивного оформления направляющих, характера погружения, численных величин внешней нагрузки и др.

В табл. 5 сведены формулы для определения максимальной нагрузки на тело качения применительно к конструкциям направляющих, представленным на рис. 17, 19 – 22.

Условные обозначения: P_H – суммарная сила натяга по нормали к грани; G – вес; M_A, M_B, M_C – моменты, воспринимаемые гранями a, b, c (A, B, C – реакции граней); t – шаг тел качения; Z – число тел качения на одной грани; $L = L_1 + t$ – расчетная длина контакта; E – коэффициент, вводимый, если тела качения расположены двумя комплектами по концам; $\xi = 1 - (L_0/L)^2$, где $L_0 = L_2 - t$; P_X, P_Z, P_Y – составляющие силы резания; X_P, Y_P, Z_P – координаты точки приложения силы резания. Остальные величины даны на рис. 17, 19 – 22.

Таблица 5

Формулы для определения наибольших нагрузок

Форма на- правляющих	Нагрузка P на более нагруженные тела вращения, Н		Приведенная длина роликов, см, и моменты инерции, см ⁴ , направляющих
	От всех силовых факторов	От сил натяга и веса	
1	2	3	4
По рис. 17	$P_{B\max} = \frac{B}{z} + \frac{GM_B t}{\xi L};$ $B = 0,707 \left[0,5(G + P_Z) + P_Y + \frac{M_X}{l} \right];$ $M_B = 0,707 \left(M_Y \frac{b_2}{b_1 + b_2} + M_Z \right);$	$P_{B\max} = 0,707 \frac{G}{z} \left(0,5 - \frac{Y_G}{l} \right)$ $P_{C\max} = \frac{G}{z} \left(0,5 + \frac{Y_G}{l} \right)$	$b_Z = b_1 + b_2,$ $b_{np} = \frac{2b_1 b_2}{b_1 + b_2},$ $b_Y = b_2.$ <p>При $P_Y > G_1$ $b = 0,5b_2$</p> <p>При $P_Y < G_1$</p> $J_Y = \frac{(b_1 + b_2)L^3}{12};$ $J_Z = \frac{b_2 L^3}{12};$ $J_X = \frac{b_{np} L l^2}{2}$
По рис. 19	$P_{B\max} = \frac{B}{z} + \frac{GM_B t}{\xi L^2};$ $B = 0,707 \left[0,5(G + P_Z) + P_Y + \frac{M_X}{l} \right];$ $M_B = 0,707(0,5M_Y + M_Z)$	$P_{B\max} = 0,707 \frac{G}{z} \left(0,5 - \frac{Y_G}{l} \right)$ $P_{C\max} = \frac{G}{z} \left(0,5 + \frac{Y_G}{l} \right)$	$J_X = \frac{L l^2}{2};$ $J_Y = \frac{L^3}{6};$ $J_Z = \frac{L^3}{12}$
По рис. 20	$P_{\max} = \frac{B}{z} + \frac{GM_Z t}{\xi L^2};$ $B = P_H + 0,5P_Y$	$P_{\max} = \frac{P_H}{2}$	$b_Z = 2b_1; b_Y = 2b_2;$ $b_{np} = b_1; J_Y = \frac{b_1 L^3}{6};$ $J_Z = \frac{b_2 L^3}{6}$
По рис. 21	$P_{C\max} = \frac{C}{z} + \frac{3GM_C t}{\xi L^2} \text{ (на грань C);}$ $M_B = M_Y \frac{b_1}{b_{np}};$ $M_C = \frac{M_Y b_2 \cos \alpha}{b_{np}} + \frac{M_Z}{\sin \alpha};$	$P_{B\max} = \frac{B}{z} \text{ (грань B);}$ $P_{C\max} = \frac{C}{z} \text{ (грань C);}$ $B = N_1 + G \frac{b_1}{2b_{np}};$	$b_Y = 2b_2 \sin^2 \alpha;$ $b_{np} = b_1 + b_2 \cos^2 \alpha;$ $b_Z = 2b_{np};$ $J_Z = \frac{b_Y L^3}{12};$

Форма на- правля- ющих	Нагрузка P на более нагруженные тела вращения, Н		Приведенная длина роликов, см, и моменты инерции, см ⁴ , направляющих
	От всех силовых факторов	От сил натяга и веса	
1	2	3	4
По рис. 21	$B = N_1 + \left(0,5P_Z + 0,5G + \frac{M_X}{l}\right) \frac{b_1}{b_{np}};$ $C = N_2 + \frac{P_Y}{2\sin\alpha} - 0,5G \cdot \frac{b_2 \cos\alpha}{b_{np}} +$ $+ \left(0,5P_Z + \frac{M_X}{l}\right) \frac{b_2 \cos\alpha}{b_{np}};$ $N_1 = P_H \operatorname{ctg}\alpha; \quad N_2 = \frac{P_H}{\sin\alpha} \text{ — для 1};$ $N_1 = P_H; \quad N_2 = \frac{P_H}{\cos\alpha} \text{ — для 2};$	$C = N_2 - G \frac{b_2 \cos\alpha}{2b_{np}}.$	$J_Y = \frac{b_Z L^3}{12};$ $J_X = \frac{b_{np} L l^2}{2};$ $\alpha = 55^\circ \text{ для 1};$ $\alpha = 30^\circ \text{ для 2};$
По рис. 22	$P_{A\max} = \frac{A}{z} + \frac{3M_Y b_1 t}{\xi(b_1 + b_2)L^2};$ $P_{B\max} = \frac{B}{z} + \frac{3M_Z t}{\xi L^2};$ $P_{C\max} = \frac{C}{z} + \frac{3M_Y b_2 t}{\xi(b_1 + b_2)L^2};$ $A = P_{H1} + 0,5G + \left(0,5P_Z + \frac{M_X}{l}\right) \frac{b_1}{b_1 + b_2};$ $B = P_{H2} + 0,5P_Y;$ $C = P_{H1} - 0,5G + \left(\frac{M_X}{l} - 0,5P_Z\right) \frac{b_2}{b_1 + b_2}$	$P_{A\max} = \frac{P_{H1} + 0,5G}{z};$ $P_{B\max} = \frac{P_{H2}}{z};$ $P_{C\max} = \frac{P_{H1} - 0,5G}{z}$	$b_Z = 2(b_1 + b_2);$ $b_Y = 2b_3;$ $b_{np} = b_1 + b_2;$ $J_Y = \frac{b_{np} L^3}{6};$ $J_Z = \frac{b_3 L^3}{6};$ $J_X = \frac{b_{np} L l^2}{2}.$

Моменты внешних сил, т.е. моменты, воспринимаемые направляющими, представляются

$$M_X = P_X Y_P + P_Y Z_P + G Y_G; \quad M_Y = P_Z X_G + P_X Z_P + G X_G; \quad M_Z = P_Y X_P + P_X Y_P. \quad (34)$$

При составлении выражений (34) следует в каждом конкретном случае учитывать направление сил и координат, т.е. знаки перед каждым слагаемым.

Для направляющих отделочных станков, в которых силы резания малы, можно учитывать только нагрузки от веса G и предваритель-

ного натяга (графа 3 табл. 5), при этом расчетные формулы значительно упрощаются.

После нахождения максимальной нагрузки, действующей на одно тело качения, приступают к определению допустимой нагрузки $[P]$ на одно тело качения по формулам

$$\begin{aligned} [P] &= Kbd\xi \quad \text{– для роликовых направляющих;} \\ [P] &= Kd^2\xi \quad \text{– для шариковых направляющих,} \end{aligned} \quad (35)$$

где d – диаметр ролика или шарика; b – длина ролика; K – условное напряжение, отнесенное к площади сечения тел качения (определяется по табл. 6); ξ – поправочный коэффициент, учитывающий твердость направляющих, для чугуновых направляющих с $HB\ 90 - 210$ и для стальных направляющих $HRC\ 58 - 60$ $\xi = 1$.

При высокой точности изготовления направляющих и тел качения (в прецизионных станках отклонение от прямолинейности 7 – 10 мкм, извернутость 7 – 10 мкм, разноразмерность тел качения 2 мкм) значения K принимают по табл. 6.

При пониженной точности изготовления направляющих (отклонение от прямолинейности 15 – 20 мкм, извернутости направляющих порядка 0,02 мм/1000 м длины, разноразмерность тел качения 2 – 3 мкм) табличные значения K следует уменьшать на 30 – 40 %.

При весьма высокой точности изготовления направляющих (после взаимной притирки сопрягаемых поверхностей направляющих), а также для очень коротких направляющих табличные значения K можно увеличить в 1,5 раза.

Таблица 6

Значения условного допускаемого напряжения K , 10^5 Па

Тип направляющих	Для стальных направляющих $HRC\ 60$ с упрочняющей термообработкой			Для чугуновых направляющих $HB-200$
	Объемная закалка или цементация	Закалка ТВЧ	Азотирование	
Шариковые	6	5	4	0,2
Роликовые с коротким роликом	200	180	150	20
Роликовые с длинным роликом	150	150	100	15

Значение коэффициента ζ выбирают по табл. 7.

Таблица 7

Значение коэффициента ζ

Значение коэффициента ζ для чугуновых роликовых направляющих				
Твердость направляющих НВ	170 – 180	200 – 210	230	
Коэффициент ζ	0,75	1,0	1,2	
Значение коэффициента ζ для стальных направляющих				
Твердость направляющих HRC	50	55	57	60
Коэффициент ζ	0,52	0,70	0,80	1,0

После нахождения допустимой нагрузки $[P]$ на тело качения сравнивают фактическую максимальную нагрузку с допустимой, при этом должно выполняться неравенство $[P] \geq P_{\max}$. Если неравенство не выполняется, следует увеличить диаметр тел качения или их число.

6.1. Пример расчета направляющих на статическую прочность

В качестве исходных данных для расчета должны быть известны составляющие силы резания P_x, P_z, P_y , координаты точки их приложения X_p, Y_p, Z_p , сила тяжести подвижного органа с инструментом или заготовкой G , координаты точки ее приложения X_g, Y_g , координаты точки приложения тяговой силы X_Q, Y_Q , максимальная длина хода подвижного узла H , длина L направляющих.

Все внешние силы и значения координат точек их приложения принимаем такими же, как и в примере расчета направляющих смешанного трения по критерию износостойкости.

На основе известных внешних сил, координат точек их приложения вычисляют моменты внешних сил по формулам (34), для этого предварительно составляют расчетную схему с выбранными осями координат.

На основе известного максимального хода H , длины L направляющих согласно рекомендациям выбирают схему направляющих качения (см. рис. 17 – 22).

Пусть длина максимального хода $H = 1500$ мм (она определяется наибольшей длиной обрабатываемой поверхности), длина L на-

правляющих 500 мм. Для таких данных выбираем схему с каналом возврата тел качения.

Поскольку вес перемещаемого исполнительного органа $G = 2500 \text{ Н} > > 2000 \text{ Н}$, то следует выбирать роликовые направляющие. Так как направляющие испытывают опрокидывающий момент M_X , то могут быть выбраны либо прямоугольные замкнутые направляющие, форма которых представлена на рис. 22, либо направляющие комбинированные из треугольной и плоской направляющей (см. рис. 17). Окончательный выбор будет сделан при решении вопроса целесообразности создания предварительного натяга в направляющей. В качестве материала направляющих выбираем чугун СЧ 21.

Необходимость создания предварительного натяга в направляющих определяем по формуле (32)

$$\frac{M_Y}{PbL} = \frac{P_X Z_P + P_Z X_P + GX_G}{(G + P_Z)L} = \frac{-1200 \cdot 300 + 3800 \cdot 150 + 2500 \cdot 70}{(2500 + 3800) \cdot 500} = +0,122 < \frac{1}{6} \approx 0,167.$$

Как показал расчет, предварительный натяг создавать в направлениях качения не следует, а поэтому лучше выбрать форму направляющих по рис. 17, т.е. комбинированные направляющие, не позволяющие создавать предварительный натяг, но воспринимающие хотя и небольшой опрокидывающий момент M_X .

Выбираем длину b_1 и диаметр d ролика для грани C по табл. 1 из числа длинных роликов: $b_1 = 32 \text{ мм}$; $d = 10 \text{ мм}$; для граней A и B (см. рис. 17) длину $b_2 = 16 \text{ мм}$ из числа коротких роликов, диаметр роликов для граней A и B принимаем таким же, как и для грани C .

По формуле (33) для роликовых направляющих определяем максимальное количество тел качения в одном ряду направляющей c

$$Z_C \leq \frac{G}{9,8 \cdot 4 \cdot b} = \frac{2500}{2 \cdot 9,8 \cdot 4 \cdot 3,2} = 19,92 \approx 20 \text{ роликов.}$$

Количество роликов на гранях A и B будет

$$Z_A = Z_B = \frac{G}{9,8 \cdot 4 \cdot b_2} = \frac{2500}{2 \cdot 9,8 \cdot 4 \cdot 1,6} = 38,84 \approx 40 \text{ роликов.}$$

Принимаем количество роликов 30.

Выбираем тип сепаратора, защитные устройства и смазку направляющих согласно рекомендациям [Т. 1, с. 375 – 377, 392 – 395], шаг роликов $t = 12 \text{ мм}$.

Выполняем расчет направляющих на статическую прочность, для этого находим максимальную нагрузку на тело качения и сравниваем ее с допустимой.

Вычисляем моменты внешних сил (см. рис. 17). Ось X направлена от нас.

$$M_X = P_Z Y_P + P_Y Z_P - G Y_G = 3800 \cdot 120 + 2200 \cdot 300 + 2500 \cdot 180 = 7200 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 72 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_Y = P_X Z_P + P_Z X_P + G X_G = -1200 \cdot 300 + 3800 \cdot 150 + 2500 \cdot 70 = 38500 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 38,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_Z = P_Y X_P - P_X Y_P = 2200 \cdot 150 - 1200 \cdot 120 = 186000 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 186 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Рассчитываем момент M_B , воспринимаемый гранью A , по формулам для рис. 17 в табл. 5.

$$M_B = 0,707 \left(M_Y \frac{b_2}{b_1 + b_2} + M_Z \right) = 0,707 \left(385 \frac{15}{32 + 16} + 186 \right) = 222,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Выполняем вычисления по оставшимся формулам для рис. 17 в табл. 5.

Реакция грани B определится

$$B = 0,707 \left[0,5(G + P_Z) + P_Y + \frac{M_X}{l} \right] = 0,707 \left[0,5(2500 + 3800) + 2200 + \frac{72}{0,4} \right] = 3910 \text{ Н}.$$

Здесь $l = B_0 = 400 \text{ мм} = 0,4 \text{ м}$.

Максимальные нагрузки на один ролик

$$P_{B_{\max}} = \frac{B}{z} + \frac{6M_B t}{\xi L^2} = \frac{3910}{30} + \frac{6 \cdot 222,2 \cdot 0,012}{1 \cdot 0,4^2} = 230 \text{ Н}.$$

Здесь $L = 400 \text{ мм} = 0,4 \text{ м}$ – расчетная длина контакта; $t = 12,0 \text{ мм} = 0,012 \text{ м}$ – шаг роликов.

Допустимую нагрузку на один ролик определим по формуле

$P = Kbd\xi = 20 \cdot 10^5 \text{ Па} \cdot 1,6 \cdot 10^{-2} \text{ м} \cdot 10 \text{ м}^{-2} \cdot 1 = 313,6 \text{ Н}$. Значения величин K и ξ взяты из табл. 6, 7.

Как видно из расчета, допустимая нагрузка на ролик оказалась больше максимальной нагрузки $313,6 < 230,0$. Если окажется при расчете, что $P_{B_{\max}} > [P]$, то следует увеличить число роликов или их диаметр.

6.2. Расчет на жесткость

Обычно выполняют технический расчет на жесткость, при котором определяют упругие перемещения по осям координат под дейст-

вием нагрузки. Упругие перемещения при любом сложном виде нагружения можно представить как сумму перемещений точки начала координат по осям δ_{y0} и δ_{z0} и углов поворота $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ относительно координатных осей. Эти перемещения определяются по формулам

$$\left. \begin{aligned} \delta_{y0} &= \frac{P_Y(C_{pt})}{\xi L b_Y}; \delta_{z0} = \frac{P_Z(C_{pt})}{\xi L b_Z}; \\ \varphi_x &= \frac{M_X(C_{pt})}{\xi J_X}; \varphi_y = \frac{M_Y(C_{pt})}{\xi J_Y}; \varphi_z = \frac{M_Z(C_{pt})}{\xi J_Z} \end{aligned} \right\} \text{ для роликов; } \quad (36)$$

$$\left. \begin{aligned} \delta_{y0} &= \frac{P_Y(C_{ut})}{\xi L}; \delta_{z0} = \frac{P_Z(C_{ut})}{\xi L}; \\ \varphi_x &= \frac{M_X(C_{ut})}{\xi J_X}; \varphi_y = \frac{M_Y(C_{ut})}{\xi J_Y}; \varphi_z = \frac{M_Z(C_{ut})}{\xi J_Z} \end{aligned} \right\} \text{ для шариков, } \quad (37)$$

где b_Y, b_Z – приведенная длина роликов (см. табл. 5); J_X, J_Y, J_Z – приведенный момент инерции площади направляющих (см. табл. 5); C_P, C_{um} – коэффициенты податливости, определяемые по графикам (рис. 23, а, б; в – для стальных направляющих; г – чугунных; д – шариковых).

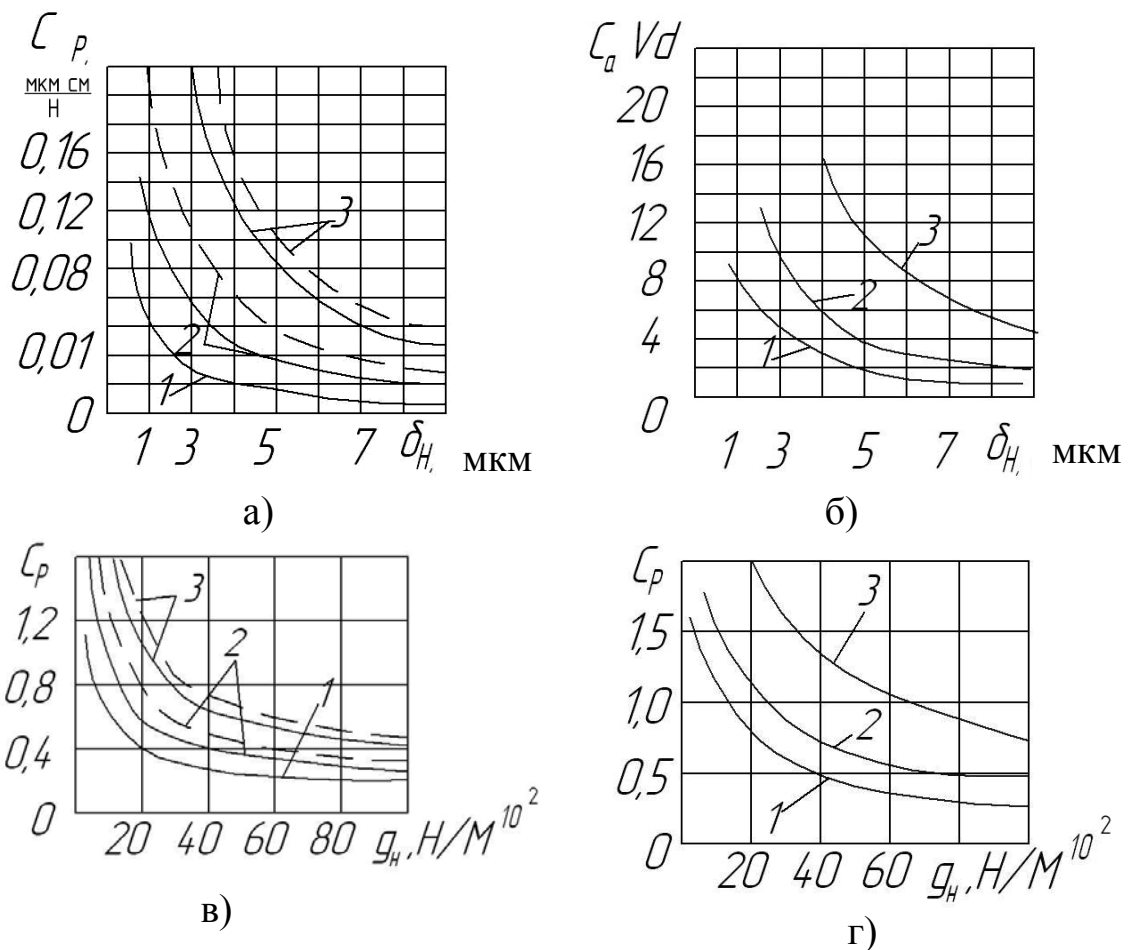
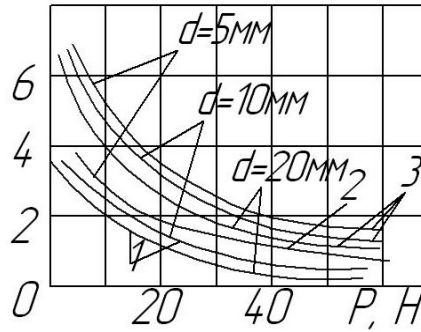


Рис. 23. Графики для определения коэффициента податливости (см. также с. 56)



д)

Рис. 23. Окончание

Находят упругие перемещения в направлении осей X, Y, Z

$$\left. \begin{aligned} \delta_X &= \varphi_Y Z + \varphi_Z Y; \\ \delta_Y &= \delta_{X_0} + \varphi_X Z + \varphi_Z X; \\ \delta_Z &= \delta_{Z_0} + \varphi_Y X + \varphi_X Y. \end{aligned} \right\} \quad (38)$$

В формулах (38) знаки слагаемых выбирают в соответствии с направлением нагрузки и знаками их координат.

Определяют жесткости подвижного узла по осям X, Y, Z

$$j_X = \frac{P_X}{\delta_X}; j_Y = \frac{P_Y}{\delta_{Y_0}}; j_Z = \frac{P_Z}{\delta_{Z_0}}. \quad (39)$$

6.3. Пример расчета направляющих качения на жесткость

В качестве исходных данных для расчета направляющих на жесткость используем расчетную схему, представленную на рис. 17, данные, полученные выше при расчете направляющих на прочность, а также данные, на основе которых выполняется расчет на прочность.

По формулам (36), а также табл. 5 определим перемещения точки начала координат, и углы поворота относительно координатных осей

$$\delta_{Y_0} = \frac{P_X (C_P t)}{\xi L b_Y} = \frac{2200 \cdot 0,02 \cdot 1,2}{1 \cdot 40 \cdot 0,5 \cdot 1,6} = 1,65 \text{ мкм.}$$

Для нахождения коэффициента податливости C_P определяем

$$q = \frac{P_{B \max}}{b_2} = \frac{230}{1,6} = 14375 \text{ Н/м;}$$

по кривой 1 (рис. 23) для $q = 14375 \text{ Н/м}$ находим $C_P = 0,2 \text{ мкм} \cdot (\text{см/кг}) = 0,02 \text{ мкм} \cdot (\text{см/Н})$;

$$\delta_{ZO} = \frac{P_Z C_P t}{\delta L b_Z} = \frac{3800 \cdot 0,02 \cdot 1,2}{1 \cdot 40 (3,2 + 1,6)} = 0,475 \text{ мкм};$$

$$b_Z = b_1 + b_2 = 3,2 + 1,6 = 4,8 \text{ см};$$

$$\varphi_X = \frac{M_X C_P t}{\xi J_Y} = \frac{M_X C_P t}{\xi \frac{b_{np} L l^2}{2}} = \frac{2 M_X C_P t}{\xi b_{np} L l^2} = \frac{2 \cdot 7200 \cdot 0,02 \cdot 1,2}{1 \cdot 2,13 \cdot 40 \cdot 40^2} = 0,0025 \text{ мкм/см};$$

$$b_{np} = \frac{2 b_1 b_2}{b_1 + b_2} = \frac{2 (3,2 \cdot 1,6)}{3,2 + 1,6} = 2,13 \text{ см}; \quad l = B_O = 40 \text{ см};$$

$$\varphi_Y = \frac{M_Y C_P t}{\xi J_Y} = \frac{M_Y C_P t}{\xi (b_1 + b_2) L^3} = \frac{12 \cdot 3800 \cdot 0,02 \cdot 1,2}{1 \cdot (3,2 + 1,6) \cdot 40^3} = 0,036 \text{ мкм/см};$$

$$\varphi_Z = \frac{M_Z C_P t}{\xi J_Z} = \frac{M_Z C_P t}{\xi b_2 L^3} = \frac{12 \cdot 3800 \cdot 0,02 \cdot 1,2}{1 \cdot 1,6 \cdot 40^3} = 0,052 \text{ мкм/см};$$

Упругие перемещения δ_X , δ_Y , δ_Z определим в точке резания с координатами $X = X_P = 150 \text{ мм}$; $Y = Y_P = 120 \text{ мм}$; $Z = Z_P = 300 \text{ мм}$:

$$\delta_X = \varphi_Y Z - \varphi_Z Y = 0,036 \cdot 30 - 0,052 \cdot 12 = 0,456 \text{ мкм};$$

$$\delta_Y = \delta_{Y_0} + \varphi_X Z - \varphi_Z X = 1,65 + 0,0025 \cdot 30 - 0,052 \cdot 15 = 0,945 \text{ мкм};$$

$$\delta_Z = \delta_{Z_0} + \varphi_Y X - \varphi_X Y = 0,475 + 0,036 \cdot 15 - 0,0025 \cdot 12 = 0,985 \text{ мкм}.$$

По формулам (39) вычисляем линейные жесткости подвижного узла

$$j_X = \frac{P_X}{\delta_X} = \frac{1200}{456 \cdot 10^{-9}} = 2,63 \cdot 10^9 \text{ Н/м};$$

$$j_Y = \frac{P_Y}{\delta_{Y_0}} = \frac{2200}{1,65 \cdot 10^{-6}} = 2,198 \cdot 10^9 \text{ Н/м};$$

$$j_Z = \frac{P_Z}{\delta_{Z_0}} = \frac{3800}{1,475 \cdot 10^{-6}} = 8 \cdot 10^9 \text{ Н/м}.$$

6.4. Расчет частоты собственных колебаний

Уравнения для определения частоты собственных колебаний в плоскостях XOZ , YOZ , по оси Z и относительно оси Z приведены в работе [1].

Для расчета собственных колебаний подвижного узла по оси Z используем формулу

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{j_Z}{m}},$$

где j_Z – четкость подвижного узла в направлении оси Z ;

m – масса подвижного узла.

Для нашего примера частота

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{8 \cdot 10^9}{\frac{2500}{9,8}}} = 892 \text{ Гц.}$$

Для избежания резонанса частота собственных колебаний f должна быть больше частоты возмущающей силы.

6.5. Расчет потерь на трение и долговечность

Определяют на одной грани силу трения направляющей по формуле

$$T = T_0 + \frac{f_K}{r} P_1,$$

где T_0 – начальная сила трения на одной грани направляющих;

f_K – коэффициент трения качения;

r – радиус тела качения;

P_1 – нормальная нагрузка на одну направляющую.

Для средних станков при трогании с места $T_0 = 5$ Н, при движении $T_0 = 4$ Н, для шариковых и роликовых стальных направляющих $f_K = 0,001$ см, для чугунных $f_K = 0,0025$ см.

Для нашего расчета (см. рис. 17) $P_1 = B = 3910$ Н; $r = 5,0$ мм; $f_K = 0,0025$ см; $T = 5$ Н, тогда

$$T = 5 + \frac{0,025}{0,5} 3910 \approx 25 \text{ Н.}$$

На долговечность направляющие качения рассчитывают при высоких скоростях движения и нагрузках, расчет ведут так же, как и подшипников.

7. ТИПОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ НАПРАВЛЯЮЩИХ КАЧЕНИЯ И КОМБИНИРОВАННЫХ

Сочетание направляющих различных типов в одной конструкции дает возможность использовать положительные свойства различных видов трения.

Комбинированные направляющие качения-скольжения с облицовкой граней скольжения полимерными материалами имеют хорошие свойства как направляющих качения, так и направляющих скольжения и не имеют их недостатков, т. е. обладают одновременно удовлетворительными характеристиками трения, высокими жесткостью и демпфированием колебаний, являются безударными в наиболее важном направлении и имеют значительно меньшую стоимость, чем направляющие качения.

Элементы качения могут быть на основных, боковых или вспомогательных гранях. Остальные грани выполняют как поверхности скольжения. Роликовые опоры на основных горизонтальных гранях применяются в направляющих тяжелых перемещающихся узлов (столы тяжелых фрезерных станков, подвижные стойки тяжелых расточных станков, суппорты тяжелых токарных станков и т. п.); при этом желательно грани скольжения делать с частичной разгрузкой роликовыми опорами, что способствует повышению точности обработки.

Направляющие с боковыми гранями качения используют в станках, где в первую очередь необходимо устранить переориентацию узлов при реверсах (расточные, многооперационные, токарные, бесконечно- и вертикально-фрезерные станки и др.).

Общая сила трения в комбинированных направляющих качения-скольжения

$$T = T_0 + f_{ск}N_1 + f_k N_2 / r,$$

где $T_0 \approx 5\text{Н}$; $f_{ск}$ – коэффициент трения скольжения, для чугуна $f_{ск} = 0,1 - 0,25$; f_k – коэффициент трения качения, для чугуна $f_k = 0,0025$ см, для стали $f_k = 0,001$ см; N_1, N_2 – доли общей нагрузки, воспринимаемые соответственно направляющими скольжения и качения, Н; r – радиус тел качения, см.

В станках применяют три основных вида комбинированных направляющих качения-скольжения:

– направляющие, в которых основные поверхности – скольжения, а боковые – качения (рис. 24, а); в таких направляющих устранено влияние боковых зазоров;

– направляющие, в которых основные поверхности – качения, а боковые – скольжения (рис. 24, б);

– направляющие, в которых основные поверхности – скольжения – дополнены подпружиненными роликовыми опорами (рис. 24, в).

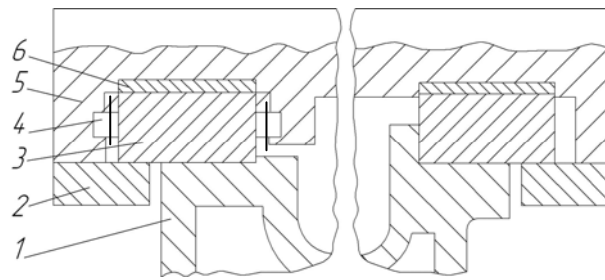
В станках с ЧПУ всех типов широко применяют направляющие, приведенные на рис. 24, а. В направляющих тяжелых станков для разгрузки подвижных узлов используют направляющие, приведенные на рис. 24, в.

Под опоры качения устанавливают стальные накладные направляющие, закаленные до высокой твердости.

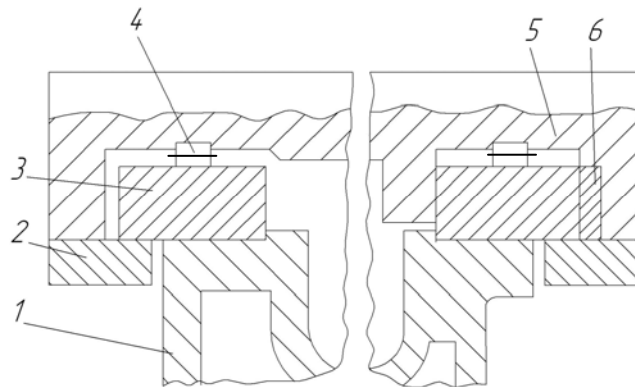
Чаще применяют так называемое «узкое» боковое направление, когда устройство от боковых смещений подвижного органа замыкается на одной направляющей. Примеры узкого бокового направления смотри на рис. 15 и 24. Узкое боковое направление в сравнении с «широким» облегчает изготовление и контроль направляющих, уменьшает влияние на точность температурных деформаций.

Для предотвращения неравномерного распределения нагрузок и преждевременного выхода роликовых опор из строя необходимо тщательно выверить при монтаже их положение. Разновысотность опор, установленных в одной плоскости, не должна превышать 3 мкм, должна быть строго параллельна направлению перемещения узла. Перекос опор в продольной плоскости должен быть не более 10 – 12 мкм на длине 100 мм, а в поперечном – 3 мкм. Превышение каждого из этих значений в 2 раза сокращает допускаемую нагрузку на опору также в 2 раза.

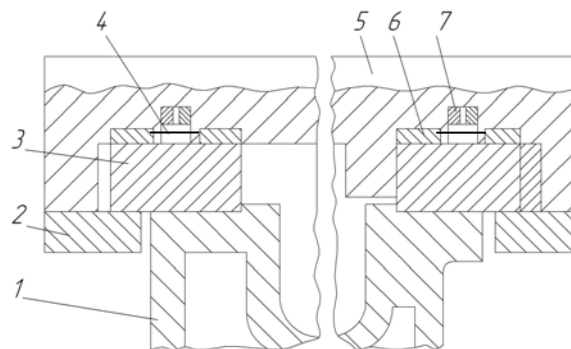
Смазку в жидком или пластичном виде нужно подавать периодически в канал возврата роликов или на направляющие. Для защиты от загрязнения применяют скребки, телескопические щитки или раздвижные меха.



а)



б)



в)

Рис. 24. Комбинированные направляющие качения-скольжения:
 1 – станина; 2 – прижимная планка; 3 – накладная направляющая станины; 4 – роликовая опора; 5 – подвижный стол; 6 – направляющая скольжения стола; 7 – направляющая скольжения пружины

**8. ТИПОВЫЕ РЕШЕНИЯ И КОНСТРУКТОРСКИЕ ЗАДАЧИ ПО НАПРАВЛЯЮЩИМ
МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ**

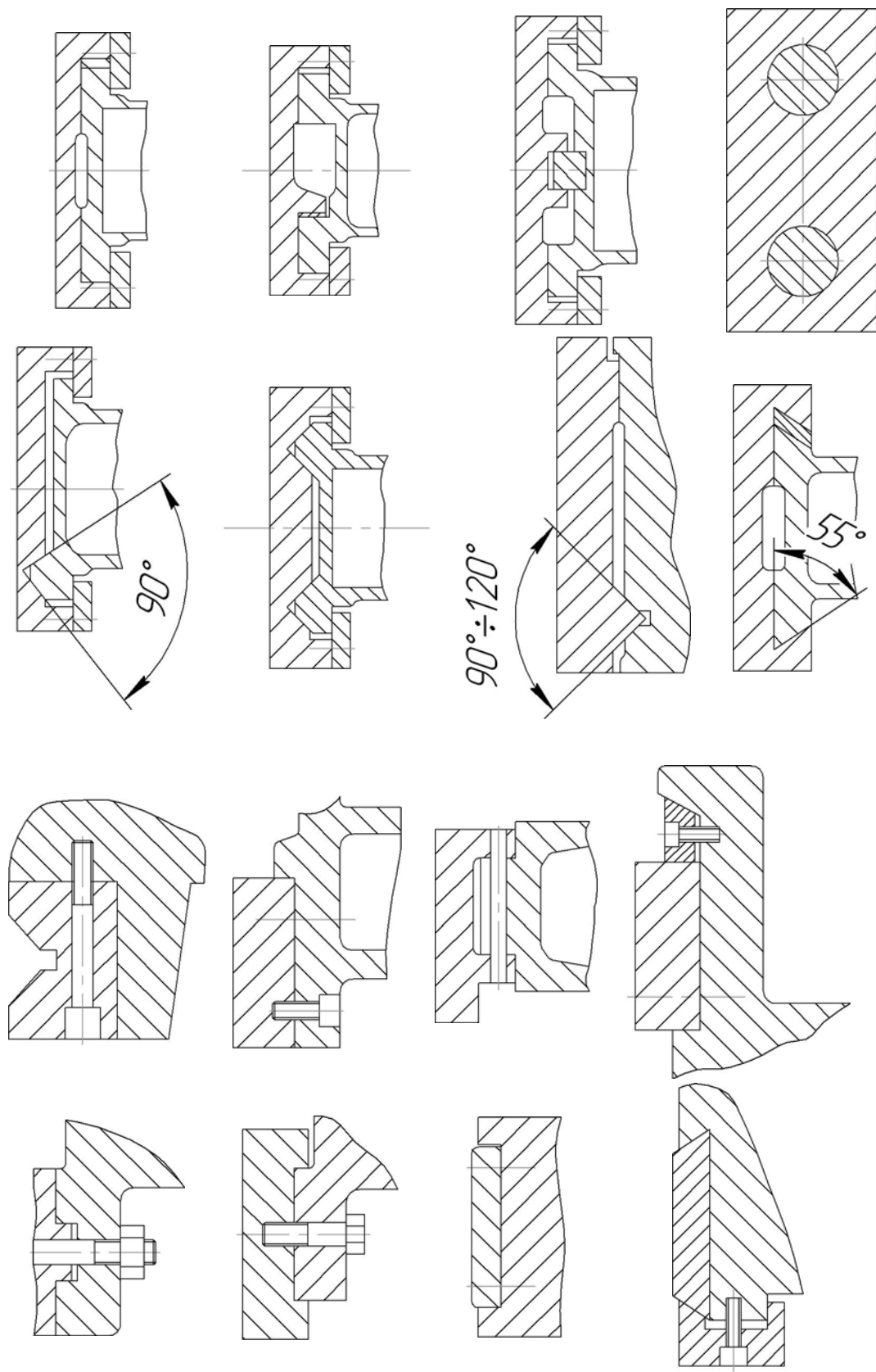


Рис. 25. Способы крепления накладных направляющих

Рис. 26. Схемы направляющих скольжения

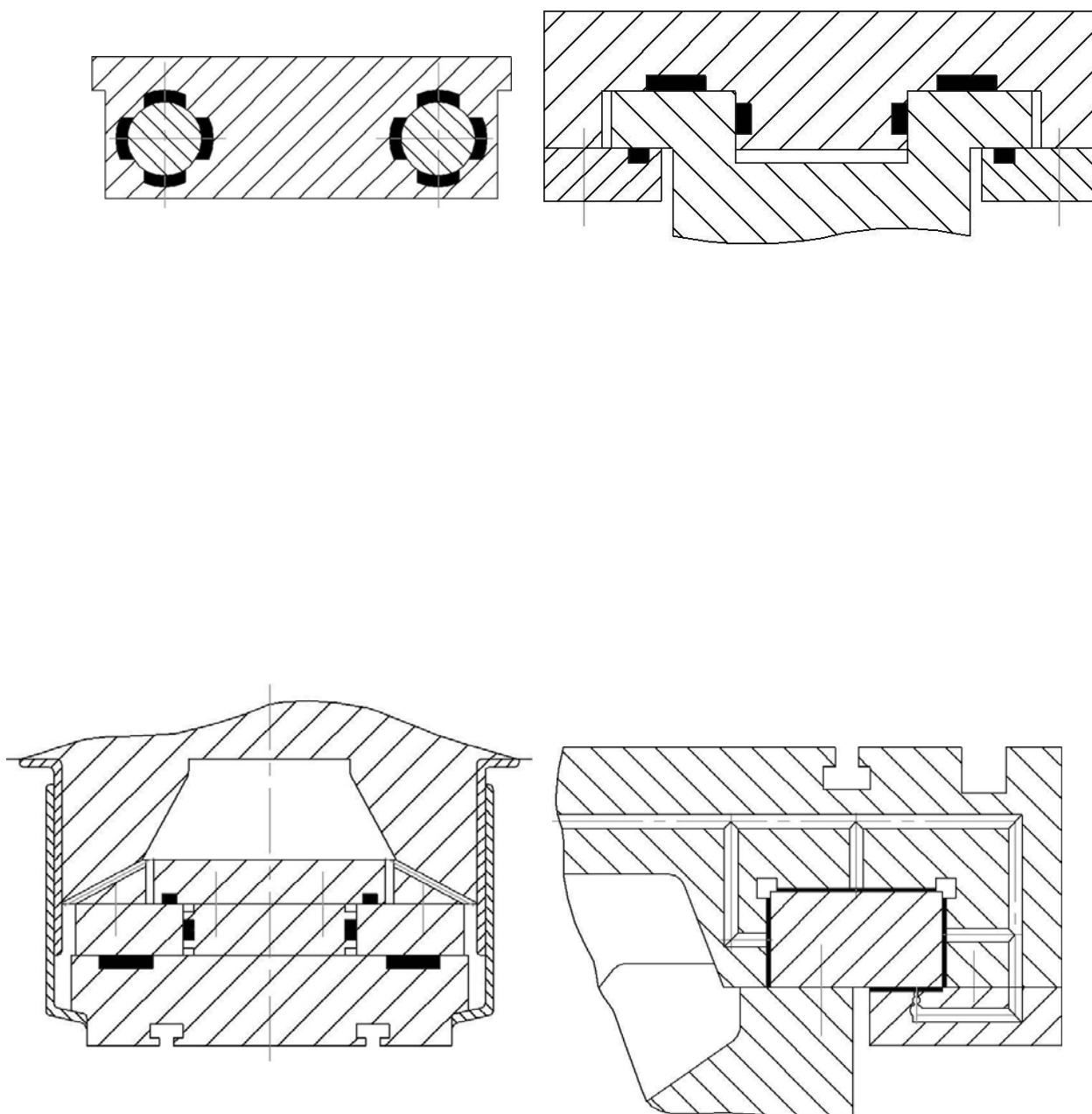
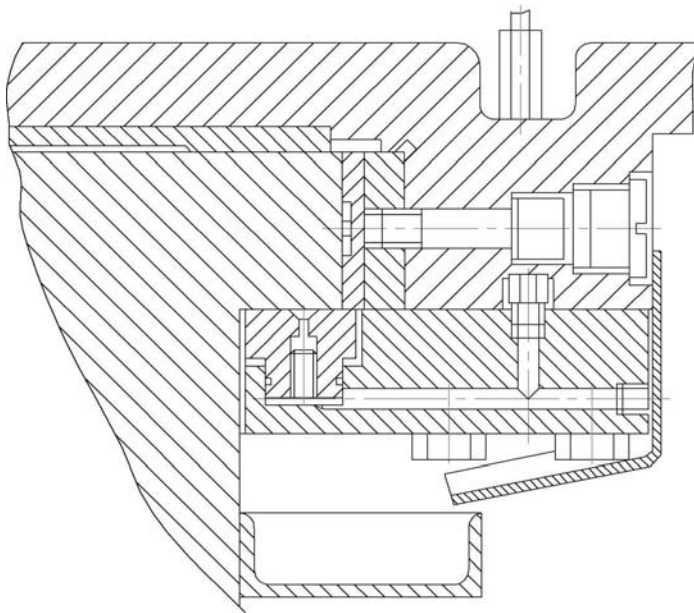
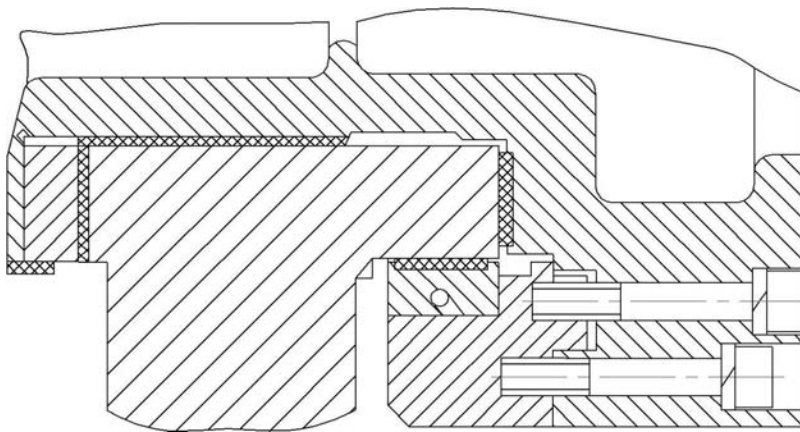


Рис. 27. Схемы гидростатических направляющих



а)



б)

Рис. 28. Гидростатические направляющие: а – с плавающей опорой;
б – с повышенной жесткостью крепления планки

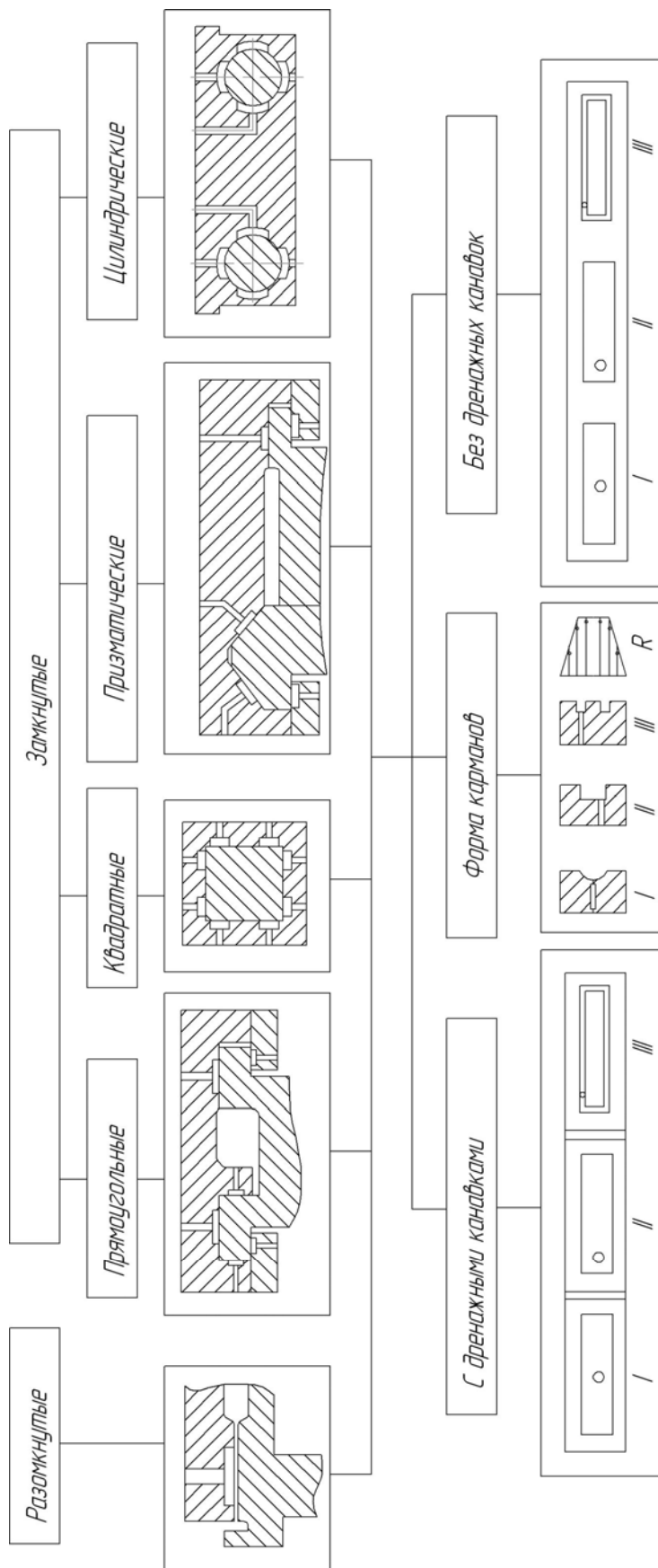
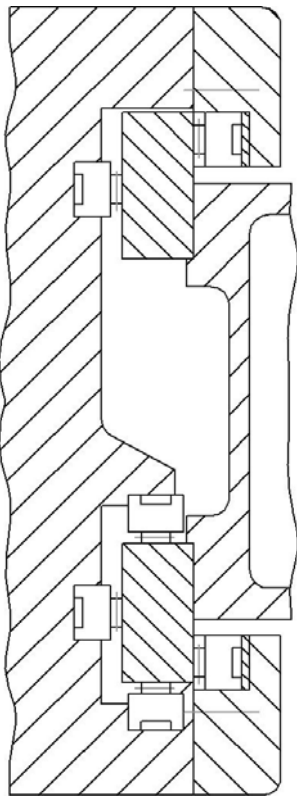
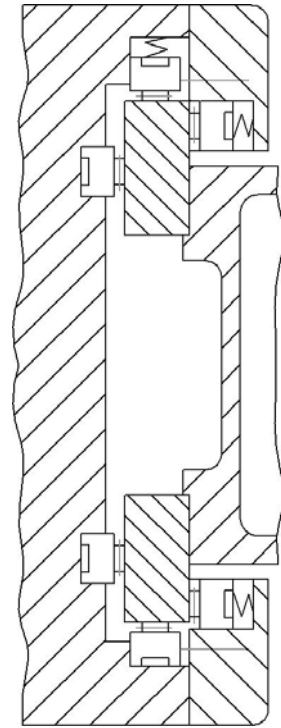


Рис. 29. Классификация гидростатических направляющих

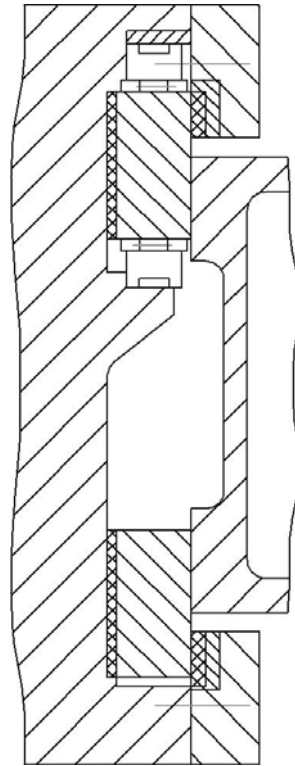


а)

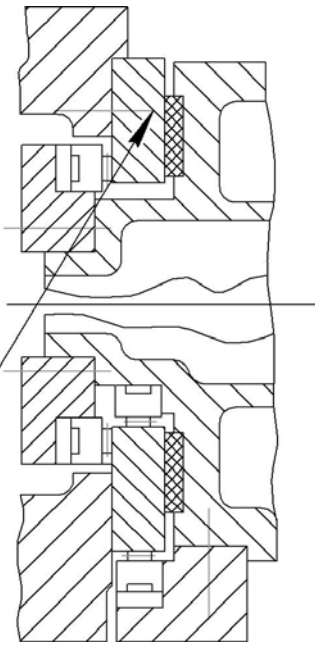


б)

*Вертикальные
направляющие*



в)



г)

Рис. 30. Схемы направляющих качения (а, б) и комбинированные (в, г)

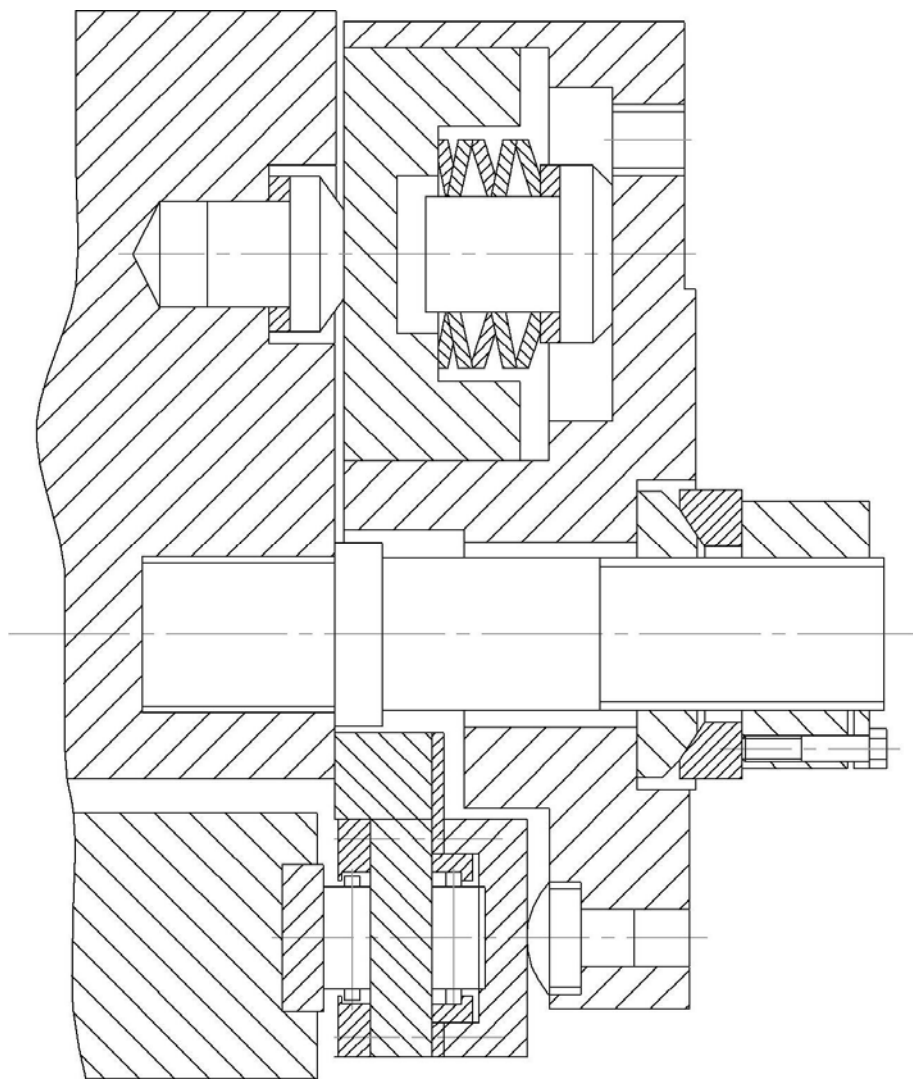


Рис. 31. Упругая установка опор качения

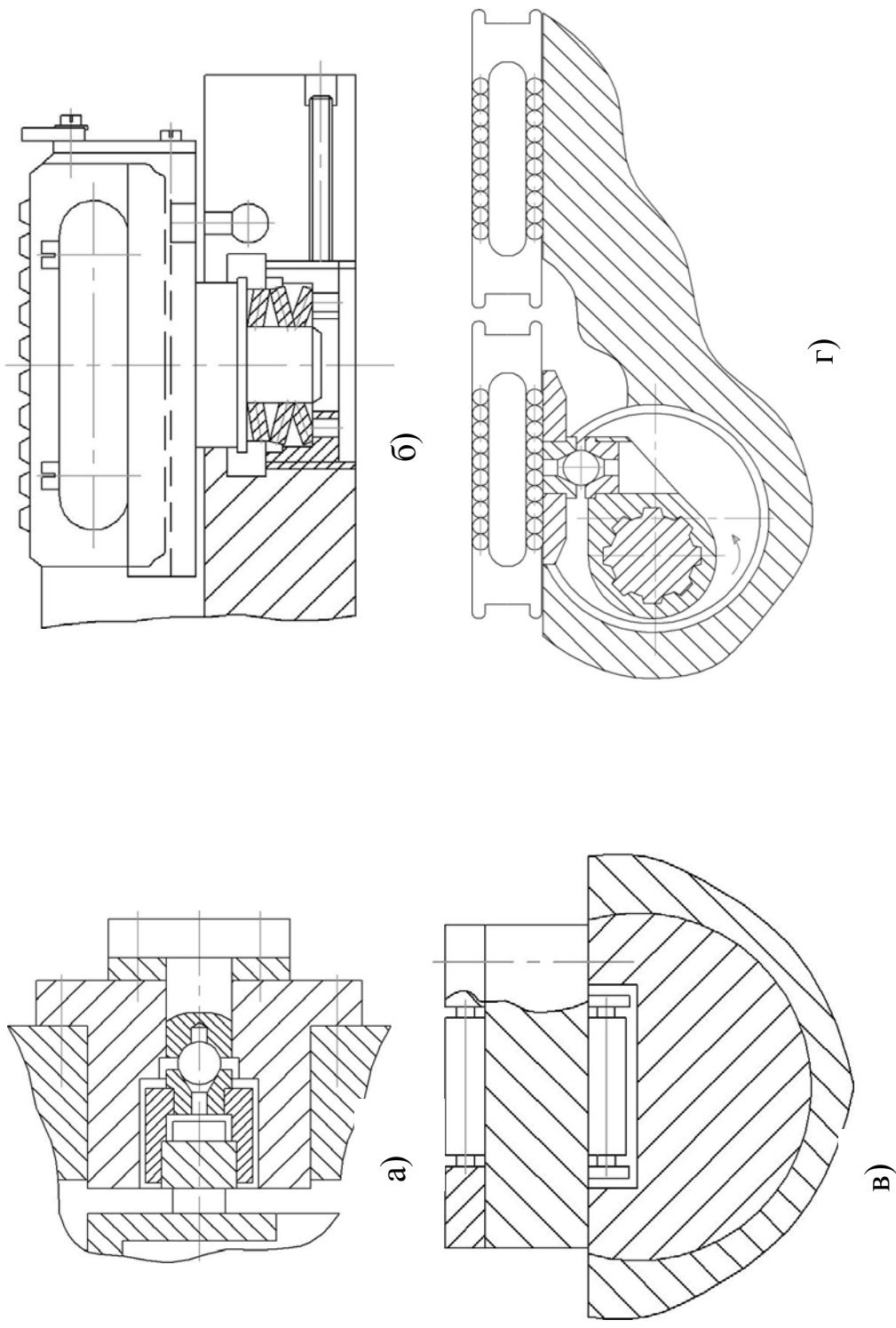


Рис. 32. Самоустанавливающиеся опоры (а, б, в) и опоры с изменяющимся по требуемому закону натягом (г)

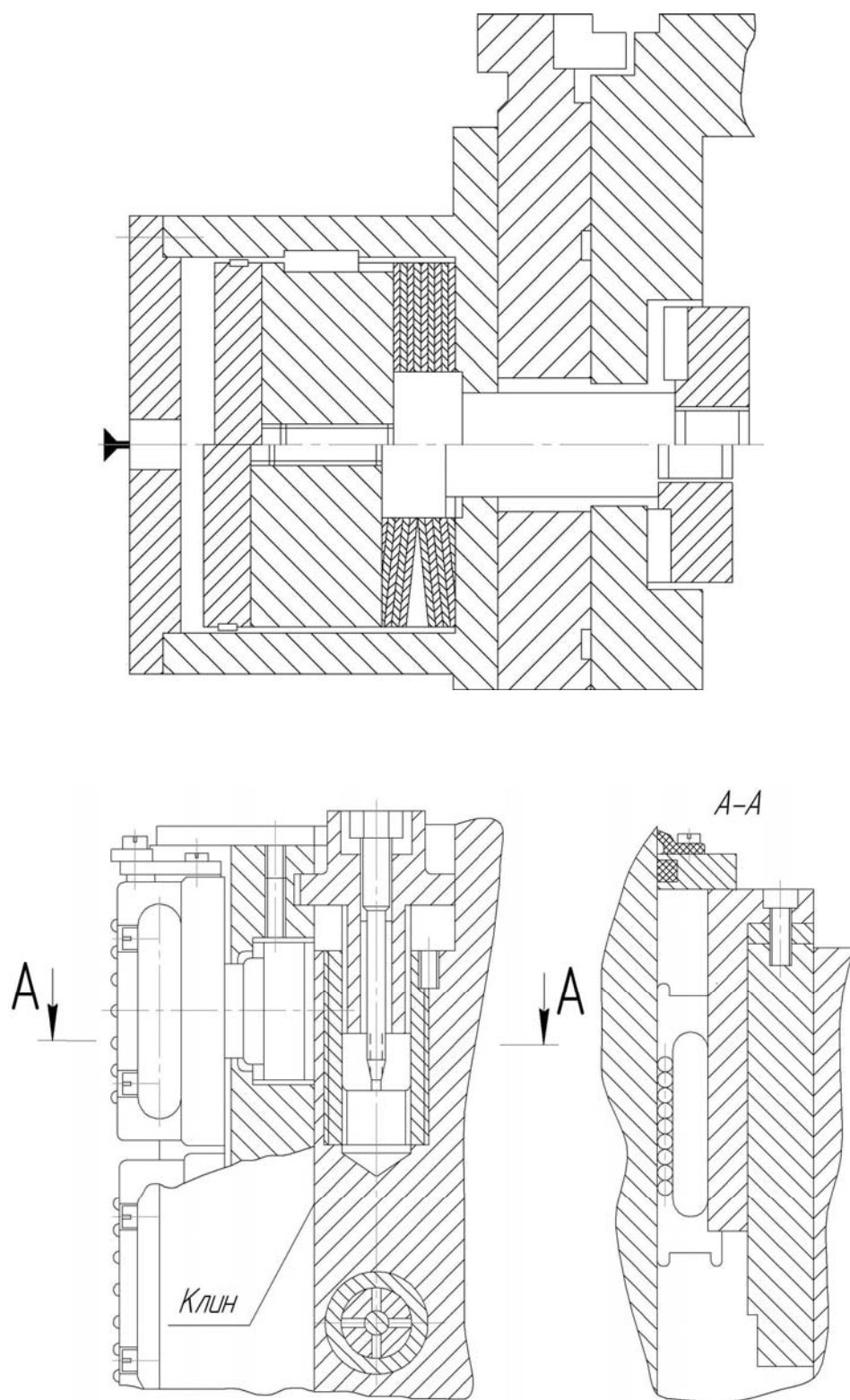


Рис. 33. Регулирование натяга в направляющих качения

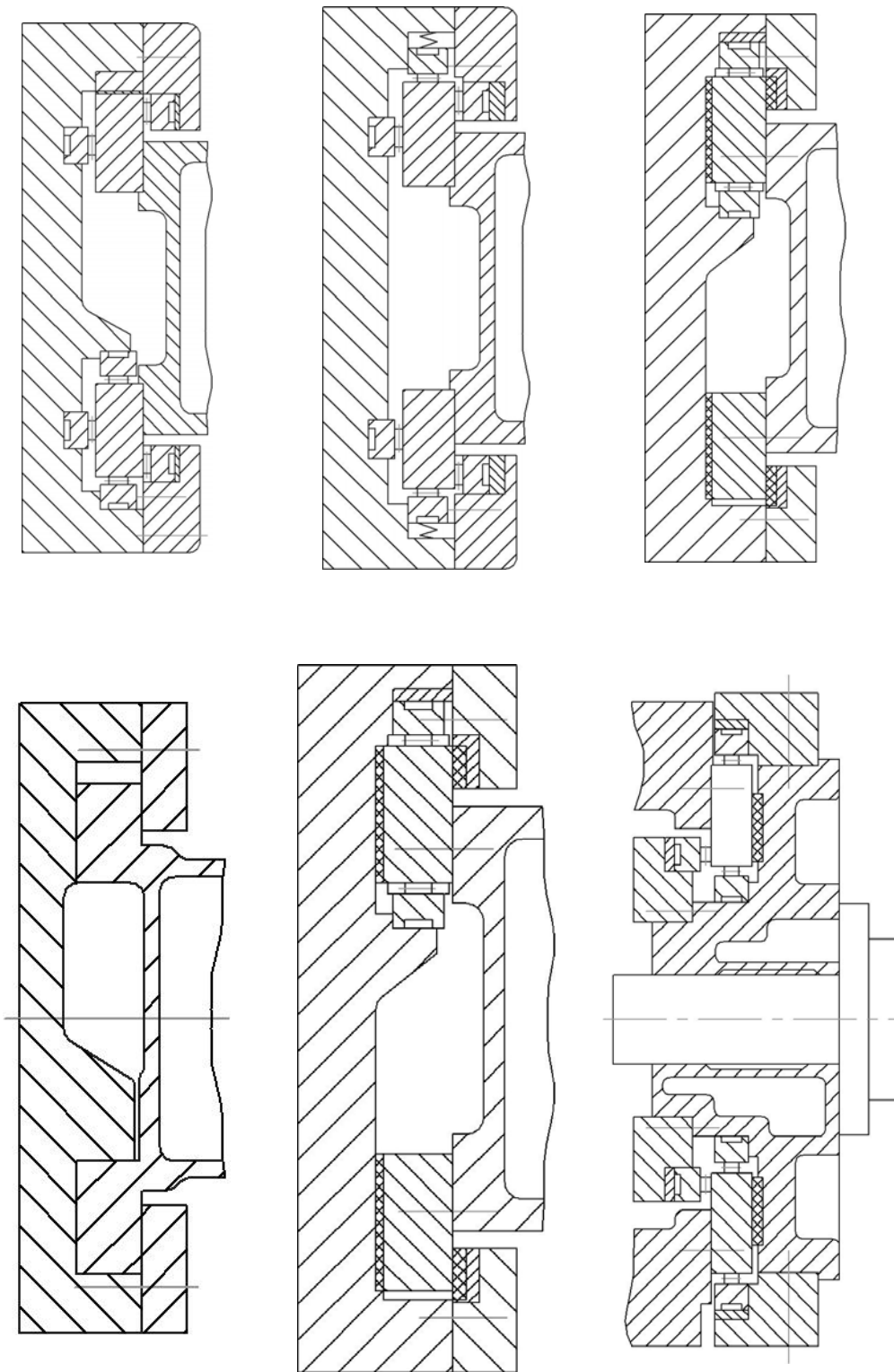


Рис. 34. Определить ошибки (неудачные решения) в конструкциях направляющих

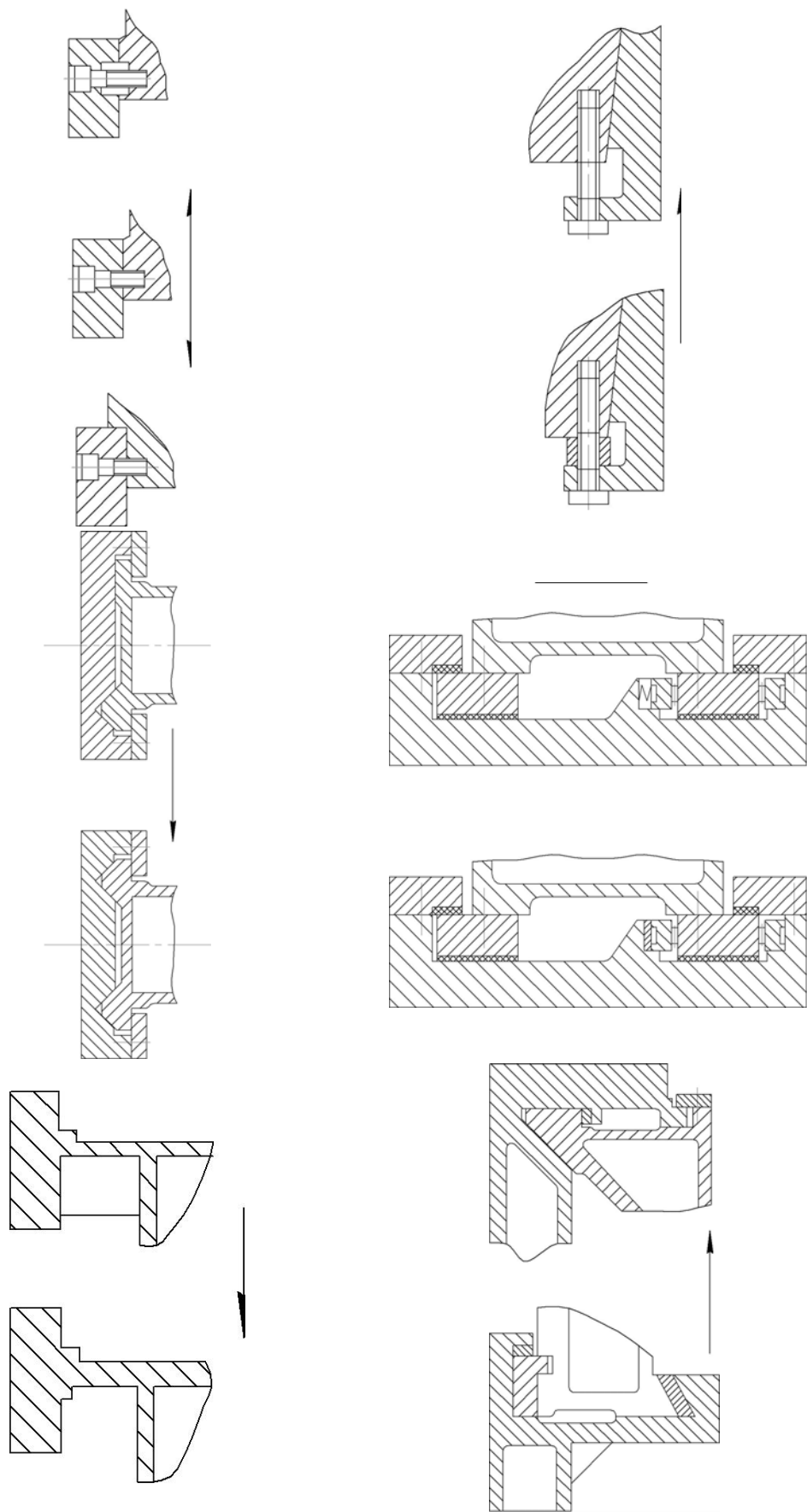


Рис. 35. Оценить эффективность конструкций

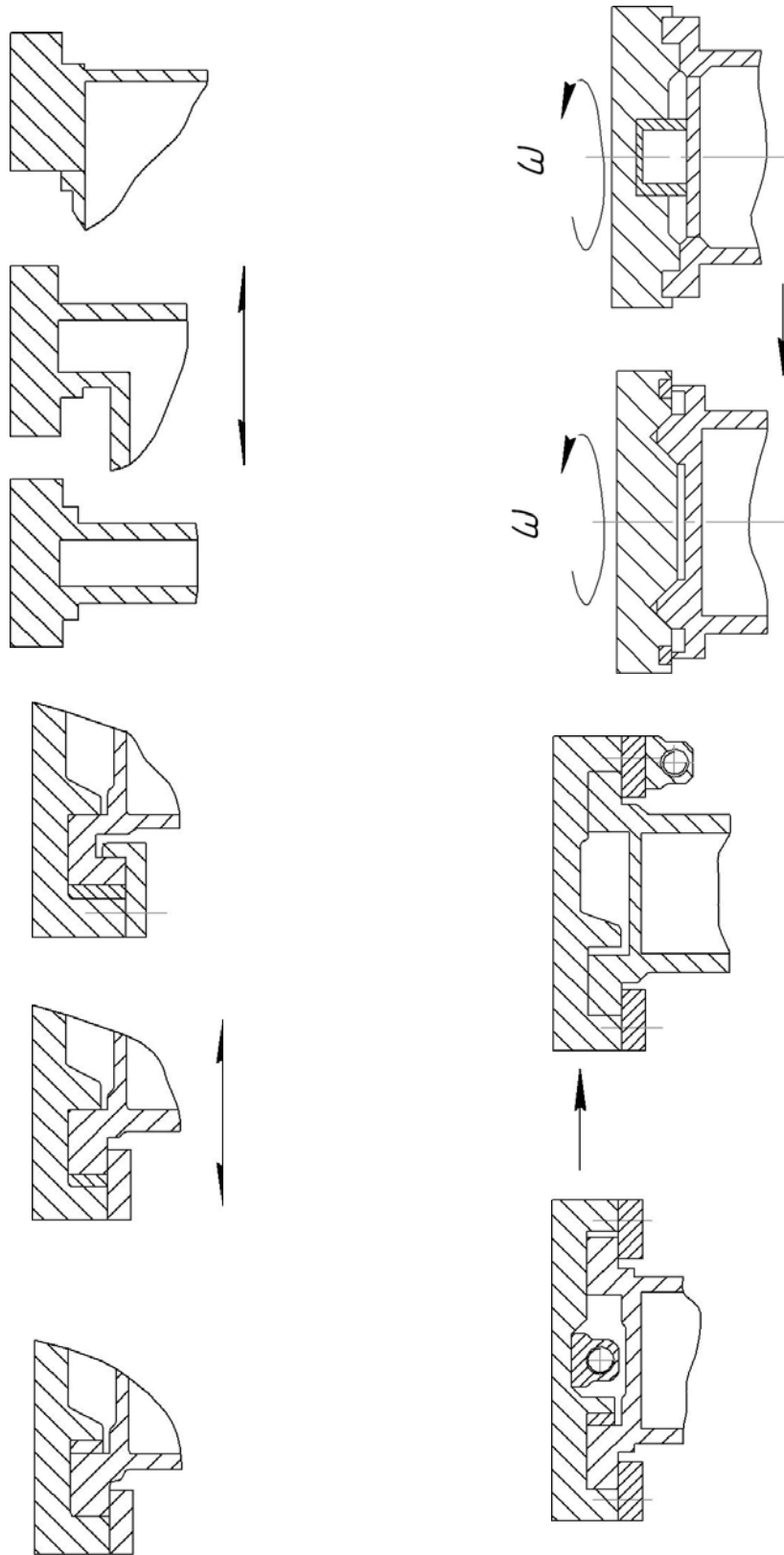


Рис. 36. Оценить эффективность конструкций

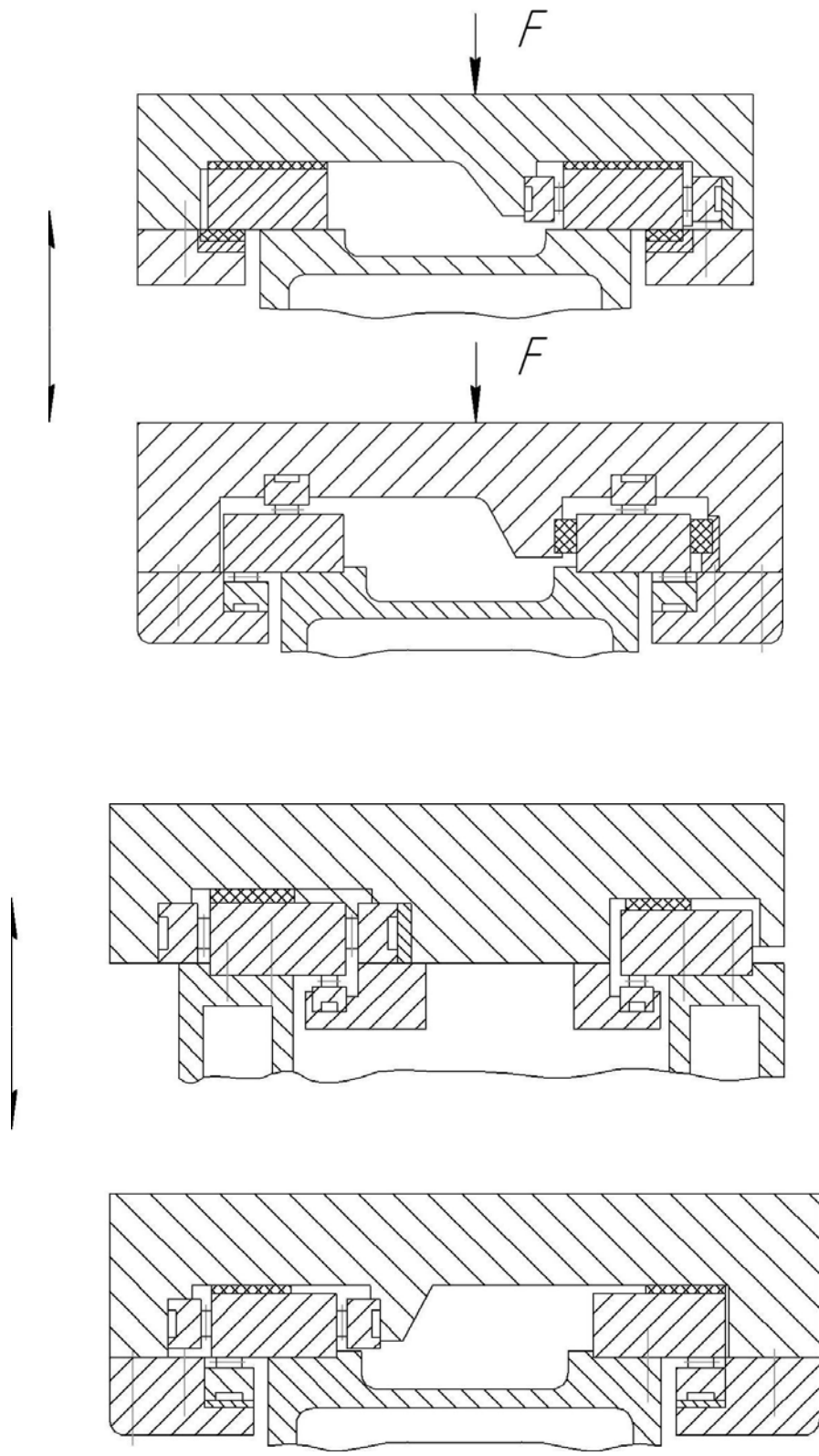


Рис. 37. Оценить эффективность направляющих

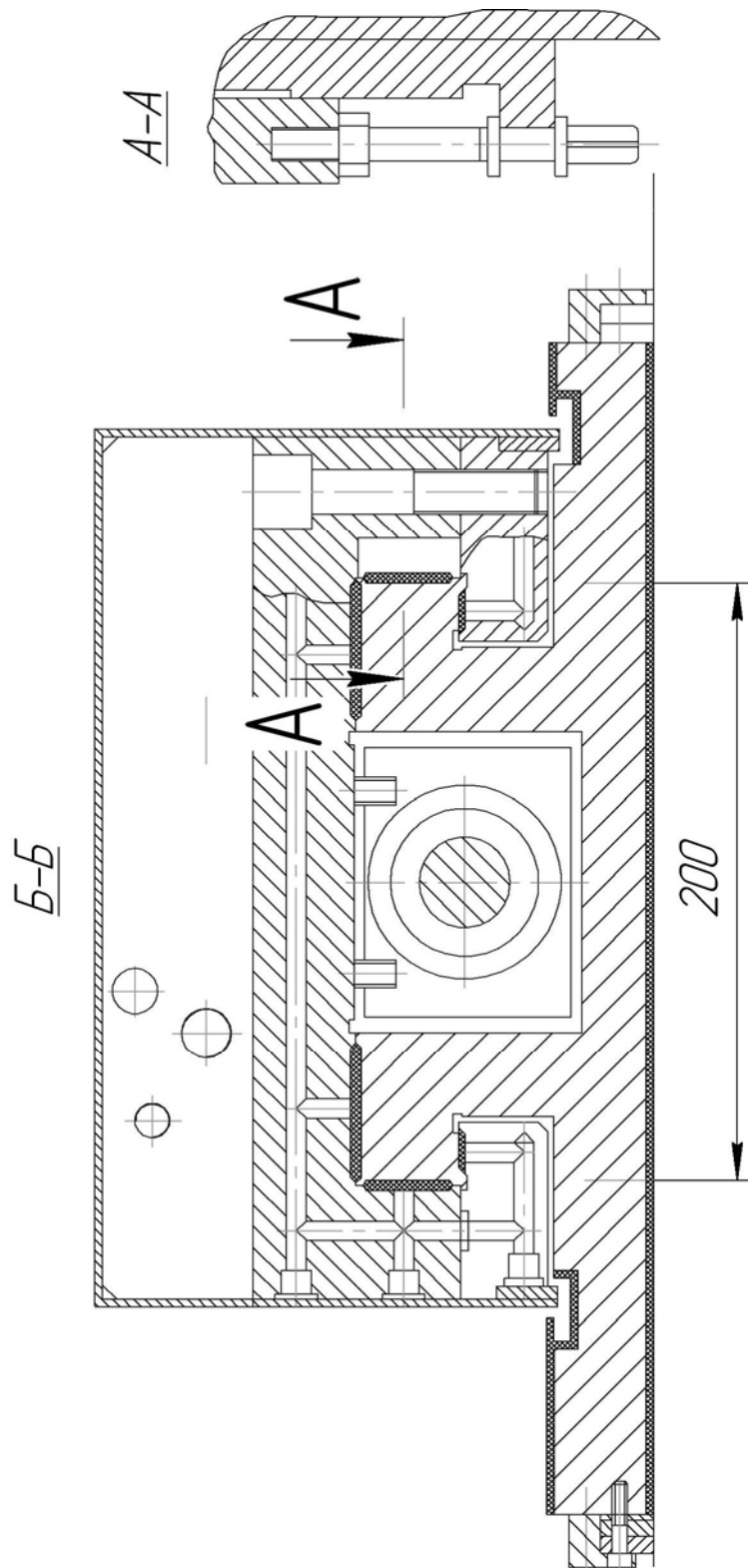


Рис. 38. Пояснить основные особенности направляющих токарного станка с ЧПУ

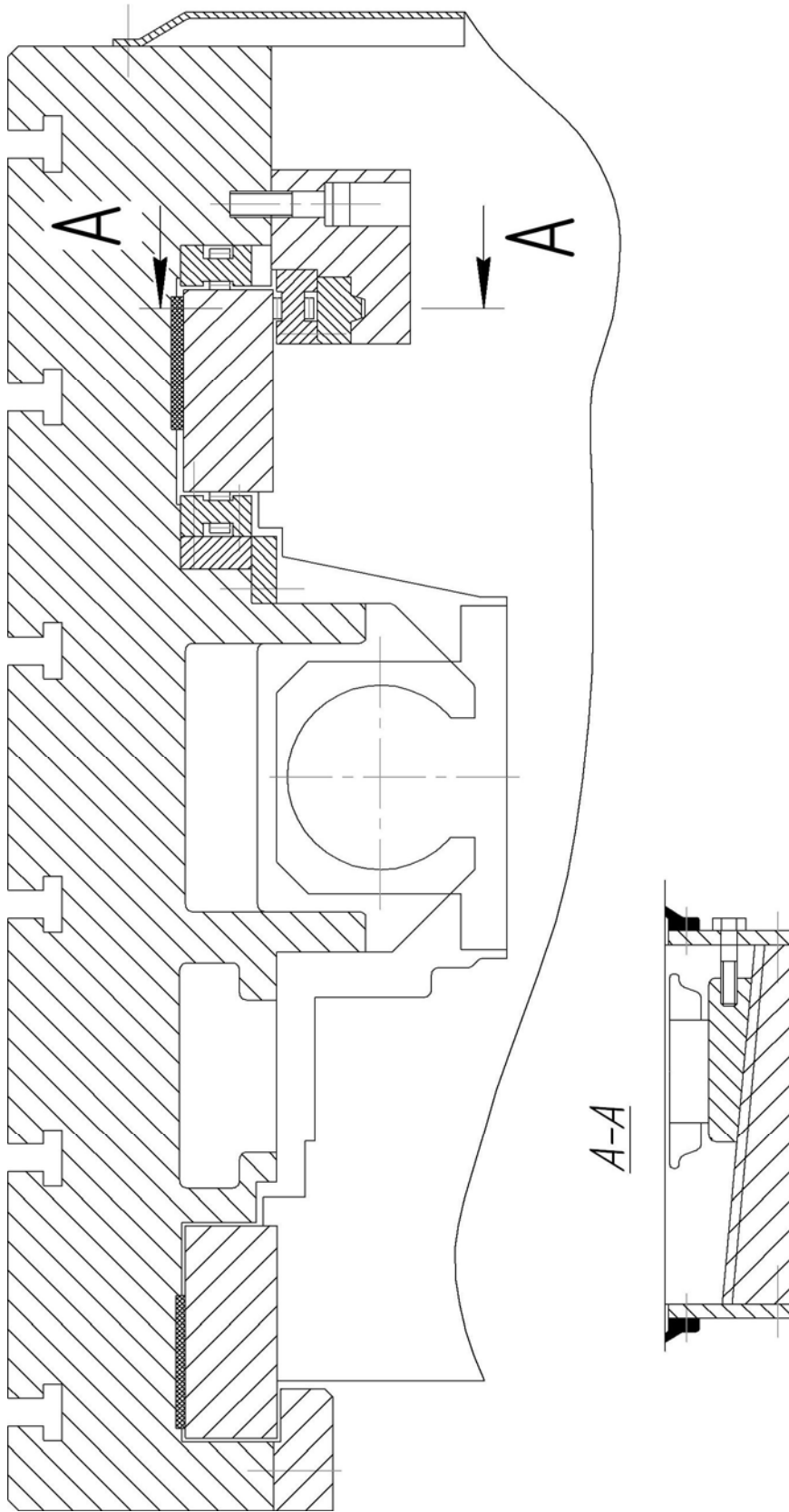


Рис. 39. Пояснить основные особенности направляющих фрезерного станка с ЧПУ

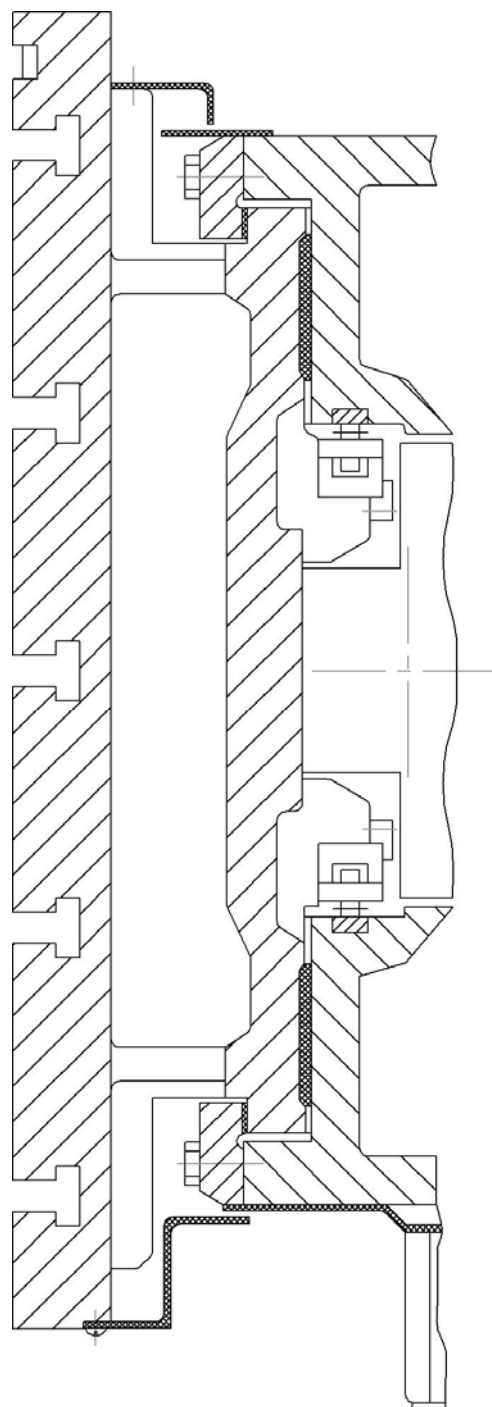


Рис. 40. Пояснить особенности направляющих фрезерного станка

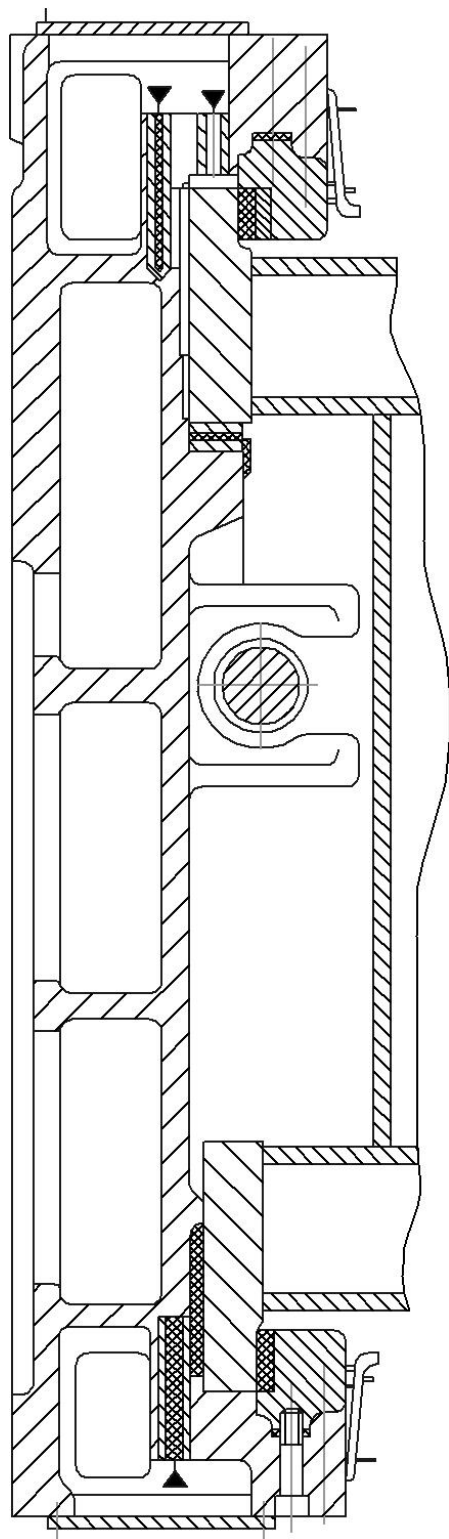


Рис. 41. Пояснить особенности направляющих расточного станка

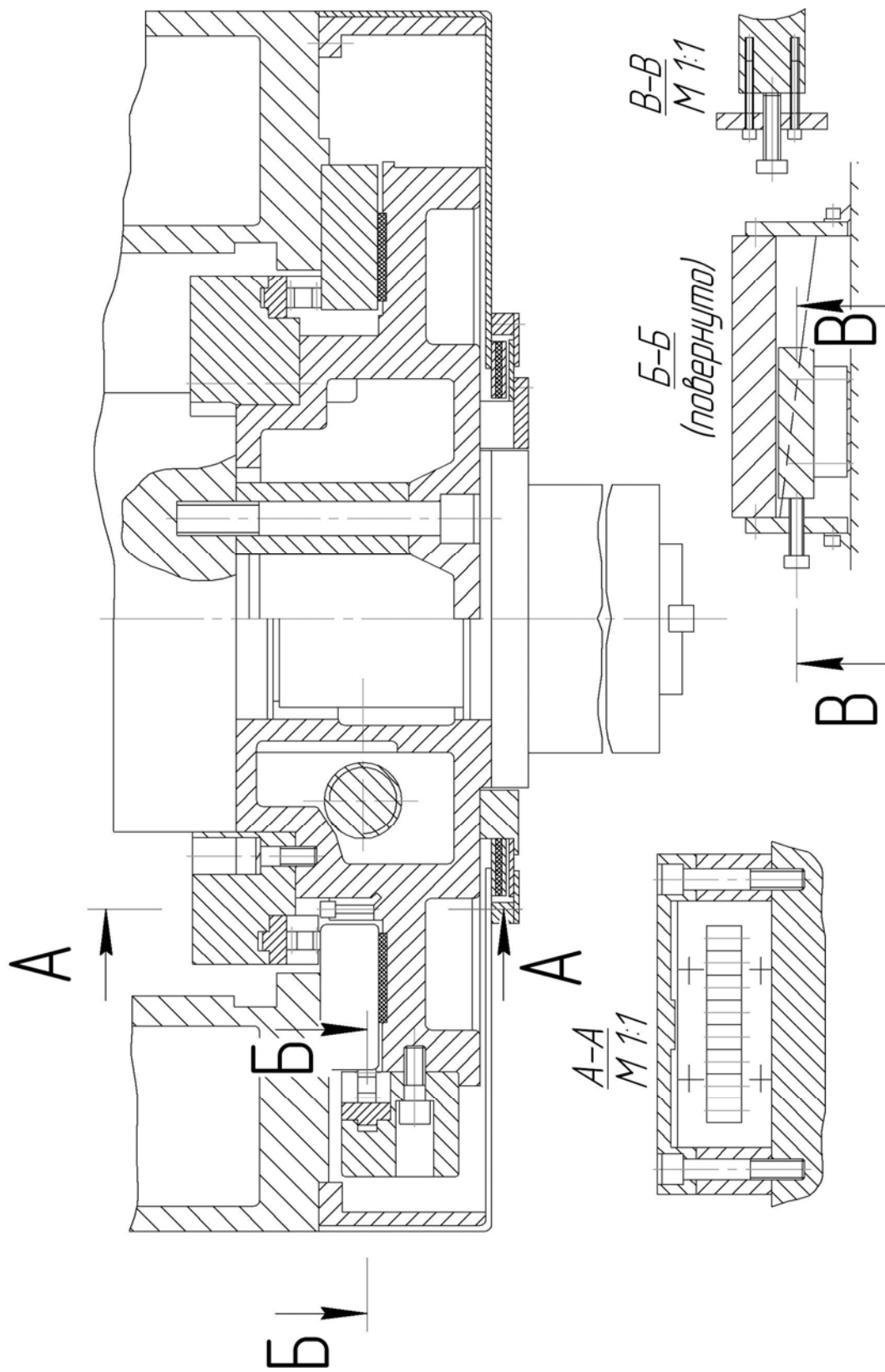


Рис. 42. Пояснить основные особенности направляющих многоцелевого станка

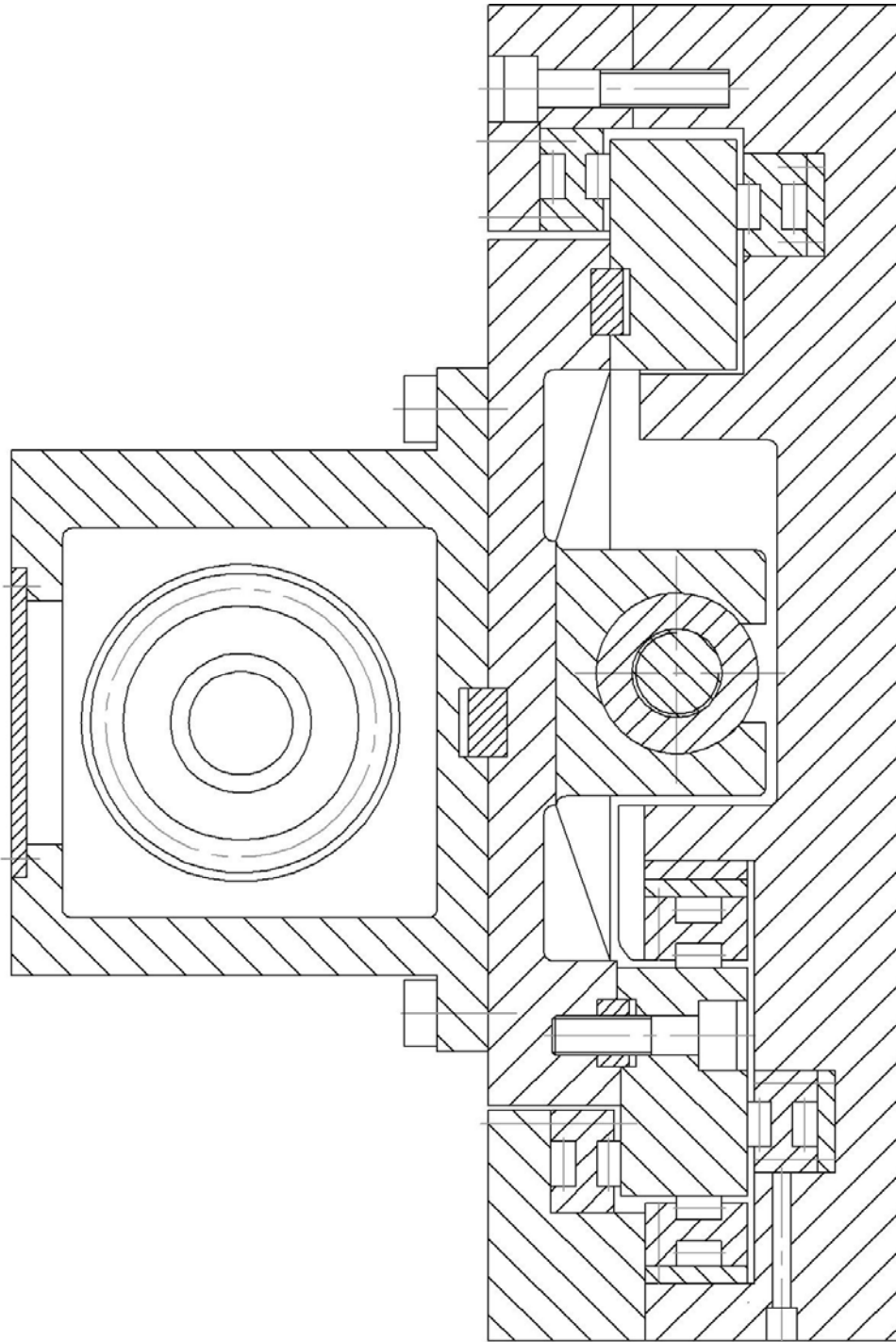


Рис. 43. Пояснить основные особенности направляющих многоцелевого станка

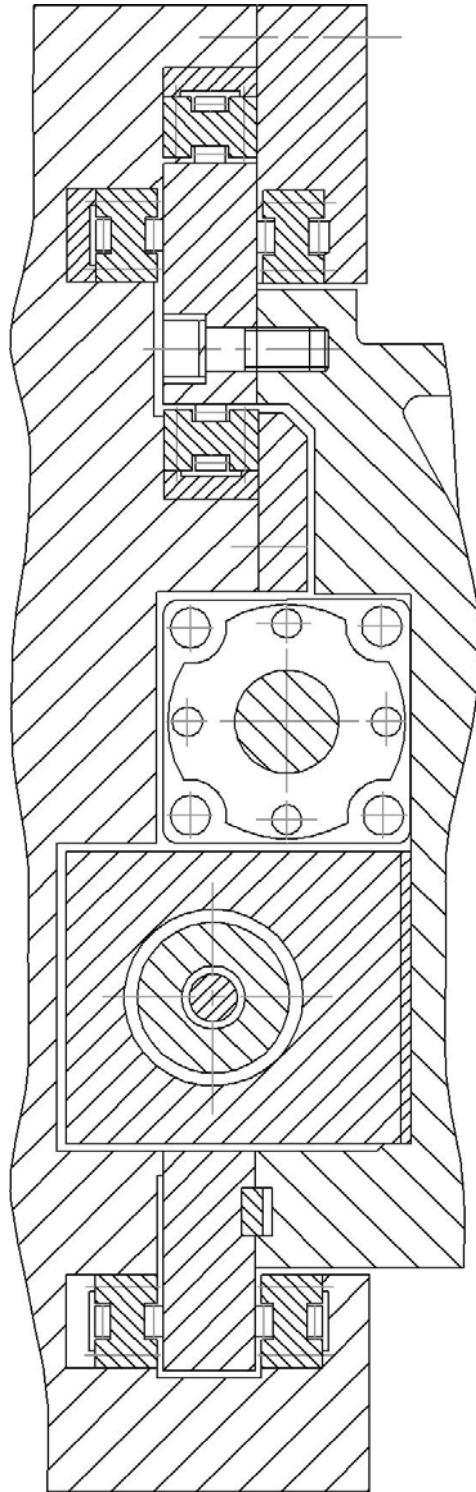


Рис. 44. Пояснить основные особенности направляющих многооперационного станка

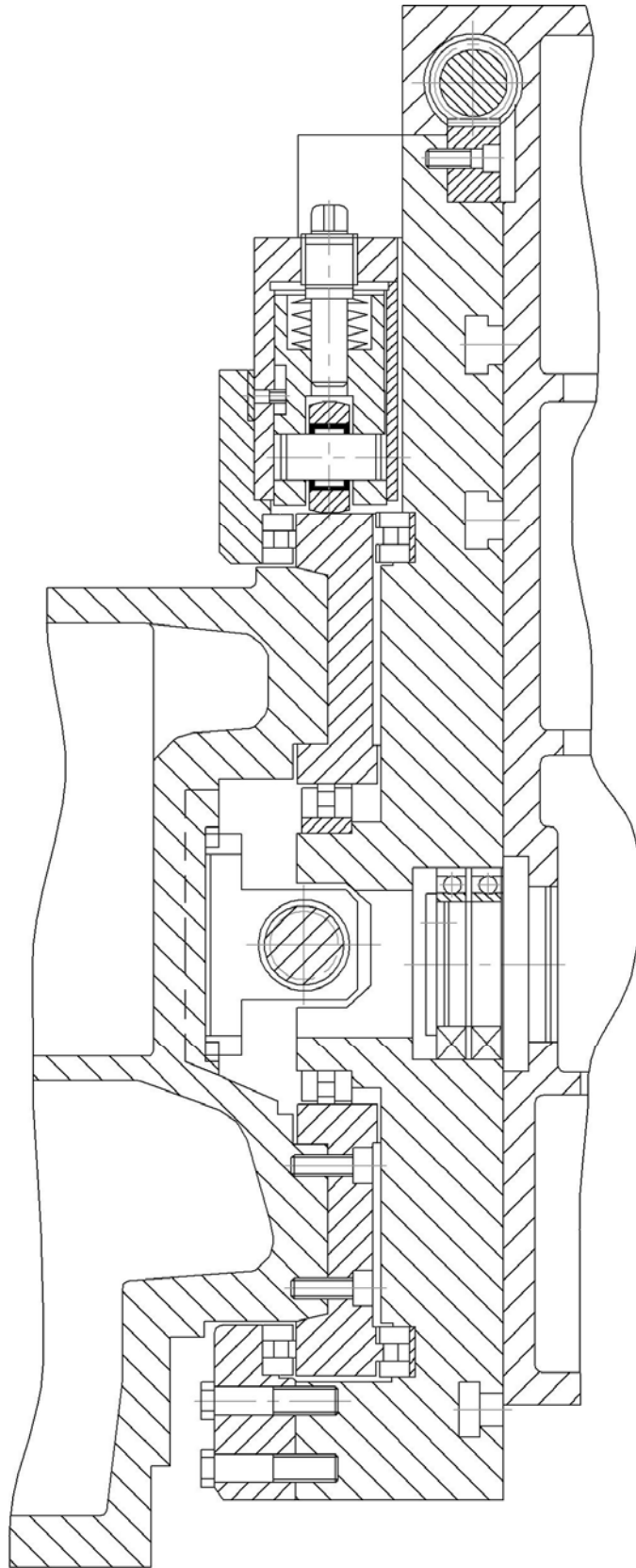


Рис. 45. Пояснить основные особенности направляющих карусельно-шлифовального станка

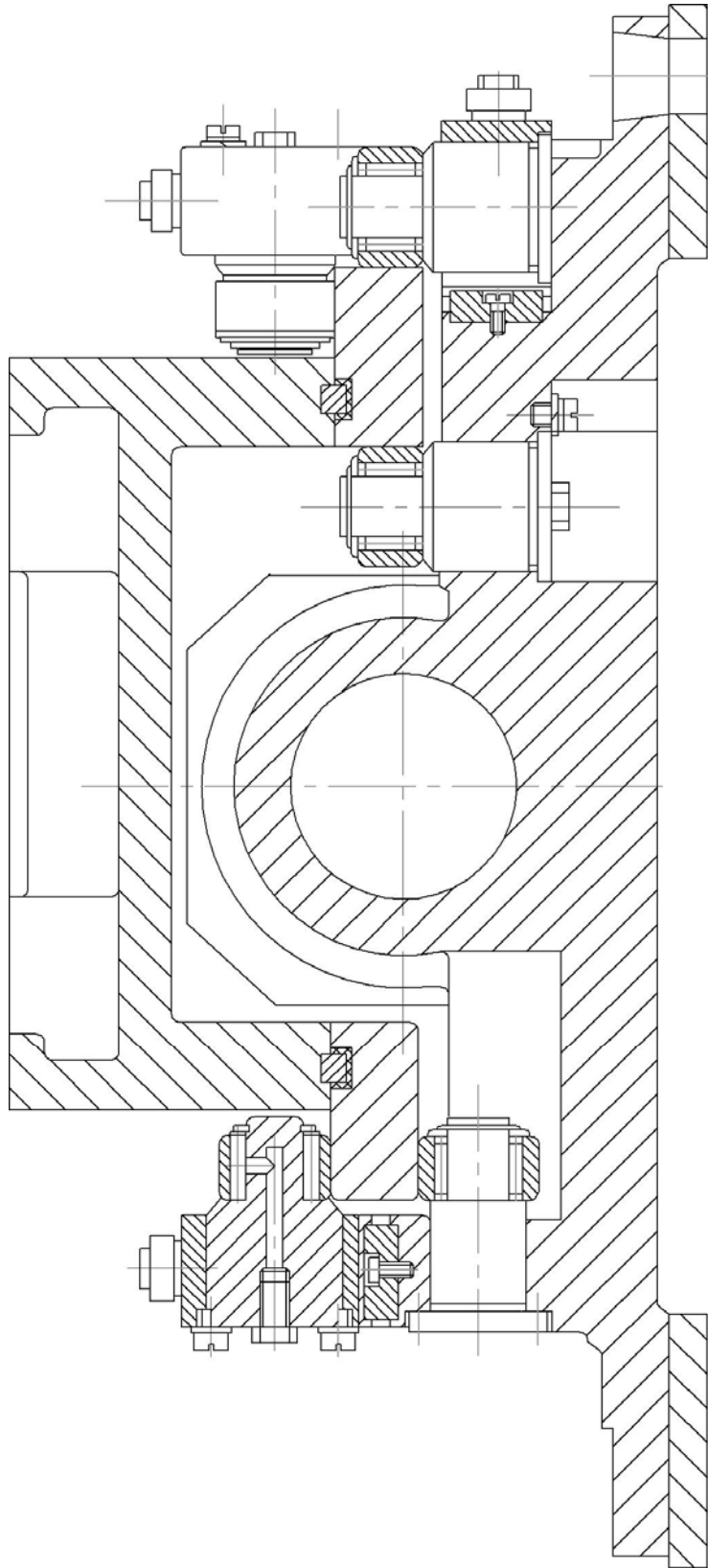


Рис. 46. Пояснить основные особенности направляющих МАСН

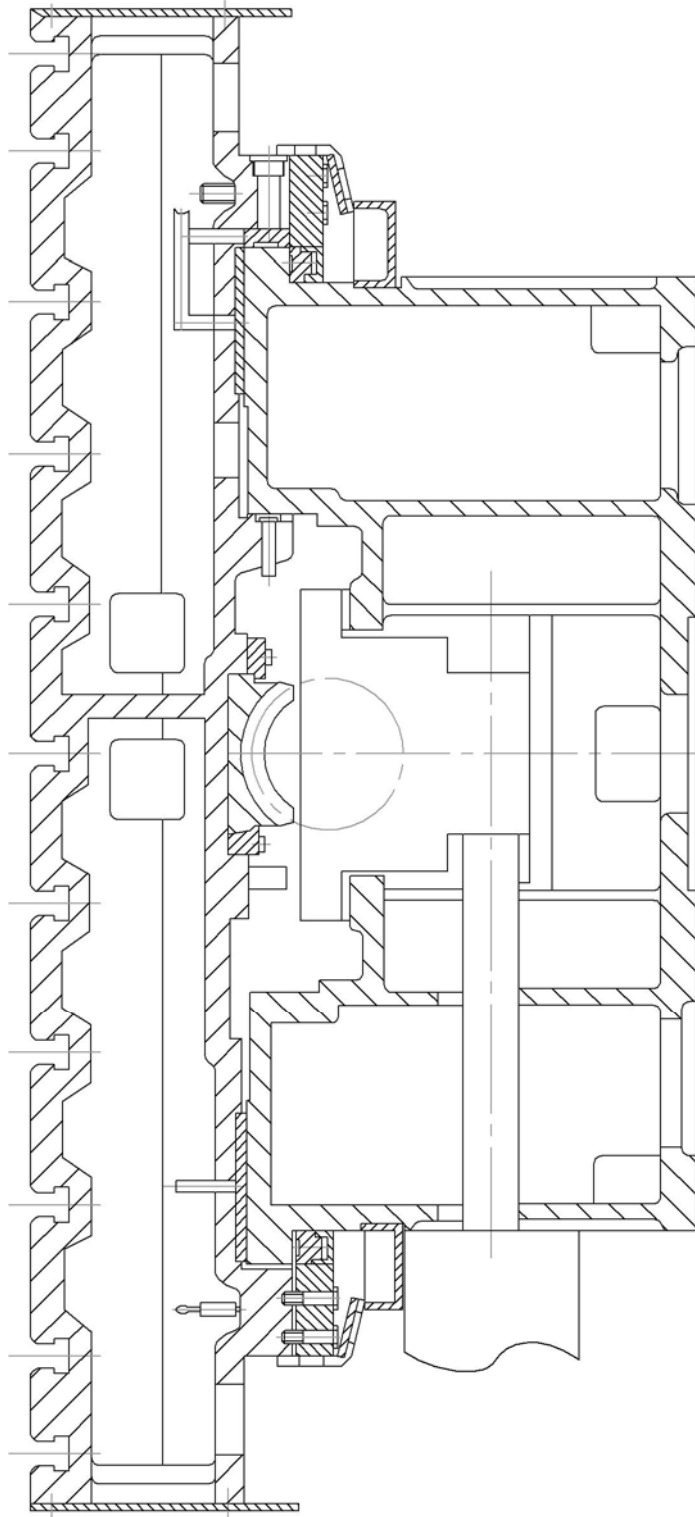


Рис. 47. Пояснить основные особенности направляющих продольно-фрезерного станка с ЧПУ

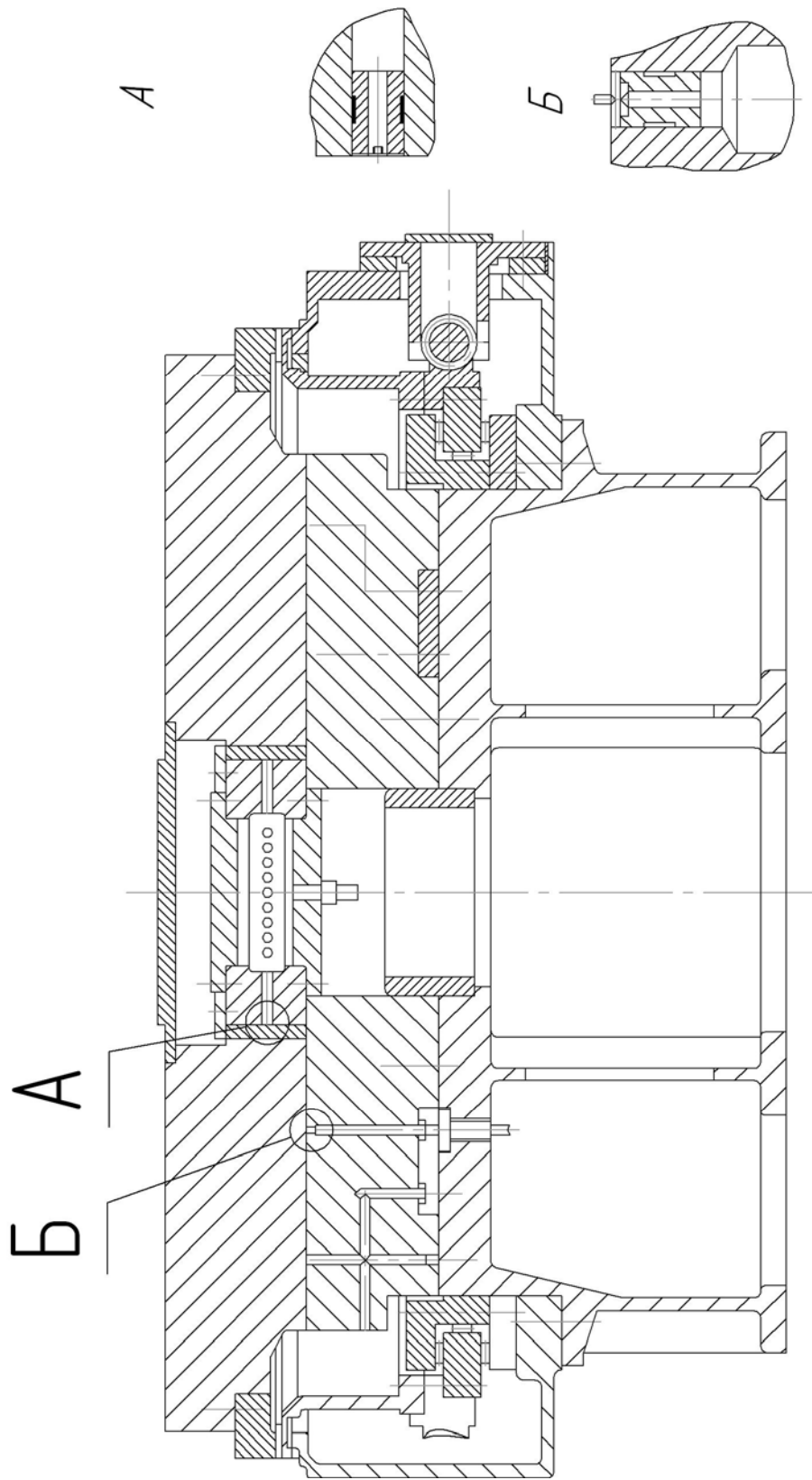


Рис. 48. Аэроэстатические направляющие алмазно-фрезерного станка

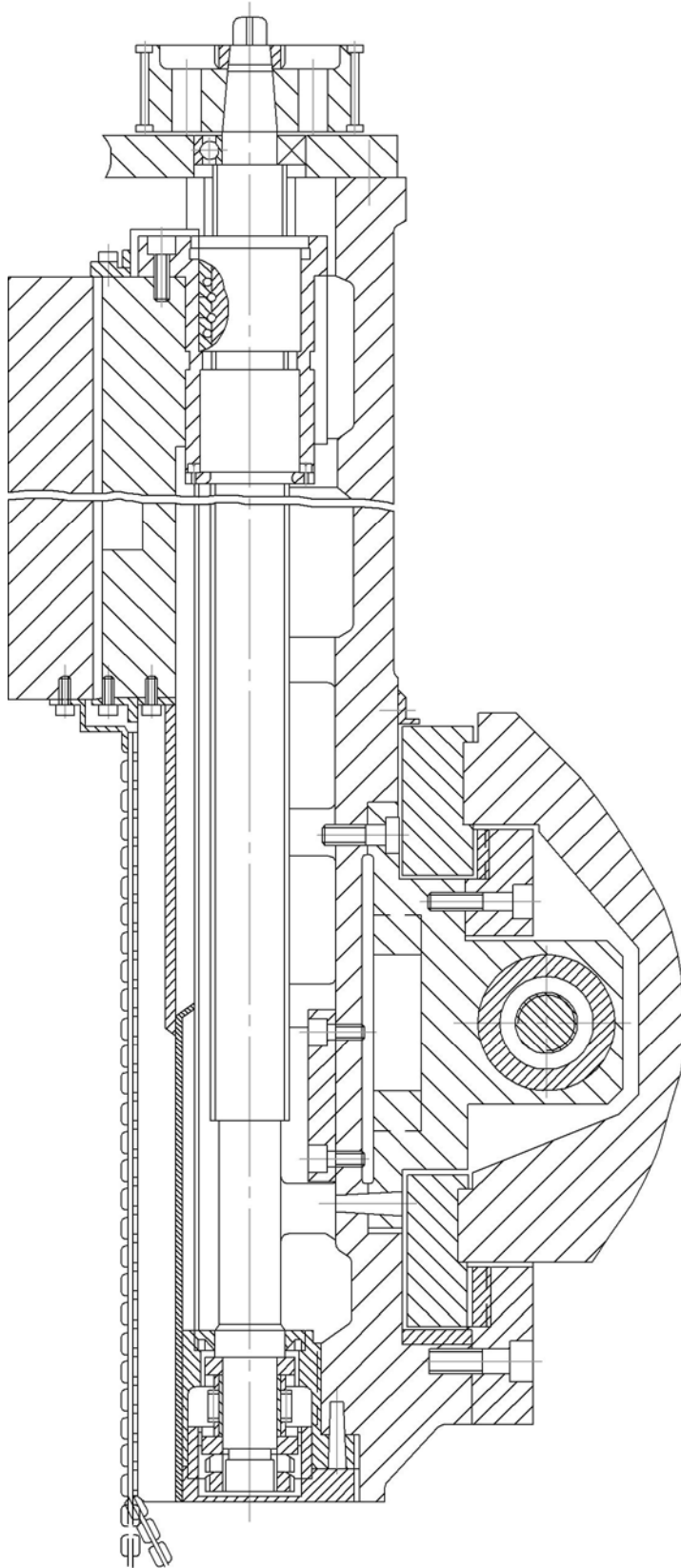


Рис. 49. Пояснить особенности направляющих фрезерного станка с ЧПУ

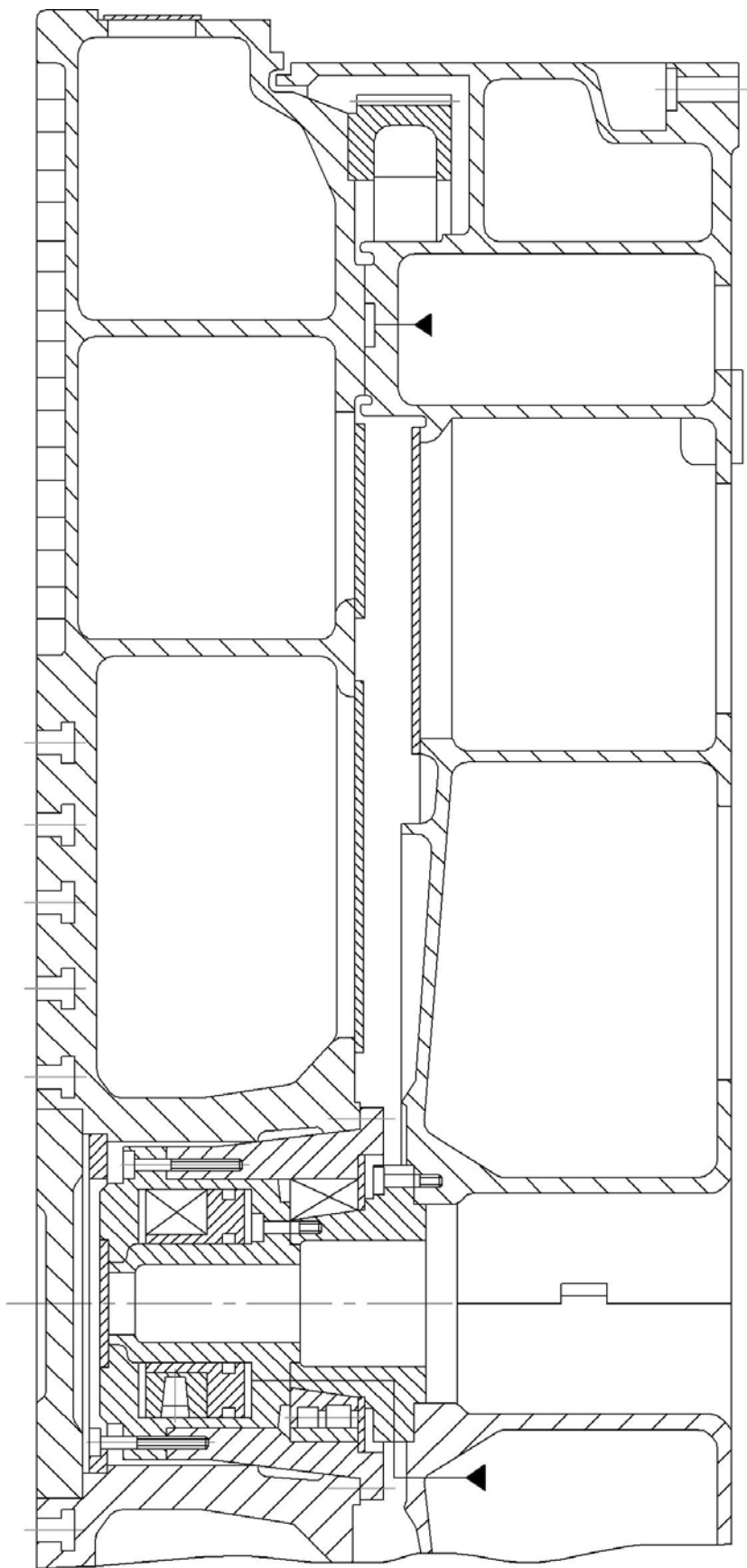


Рис. 50. Круговые гидростатические направляющие токарно-карусельных станков

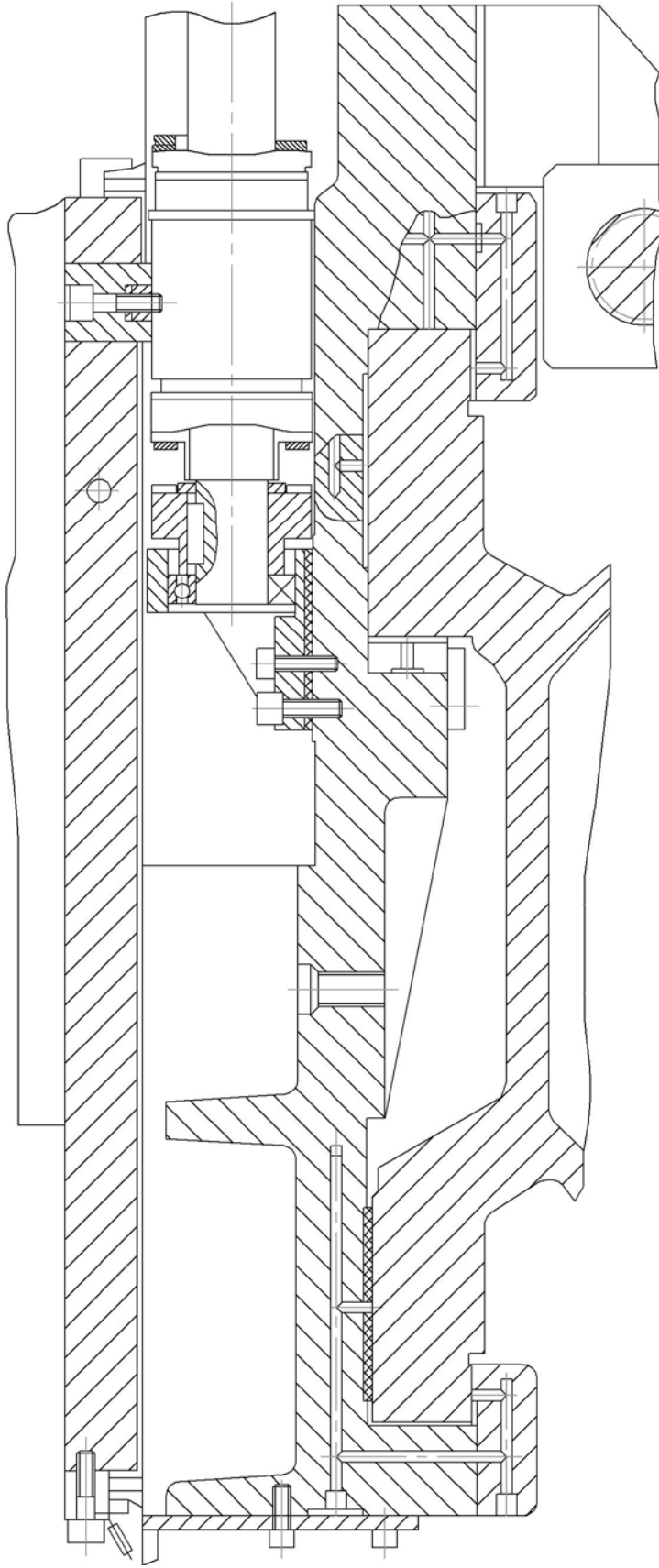


Рис. 51. Пояснить особенности направляющих станка с ЧПУ

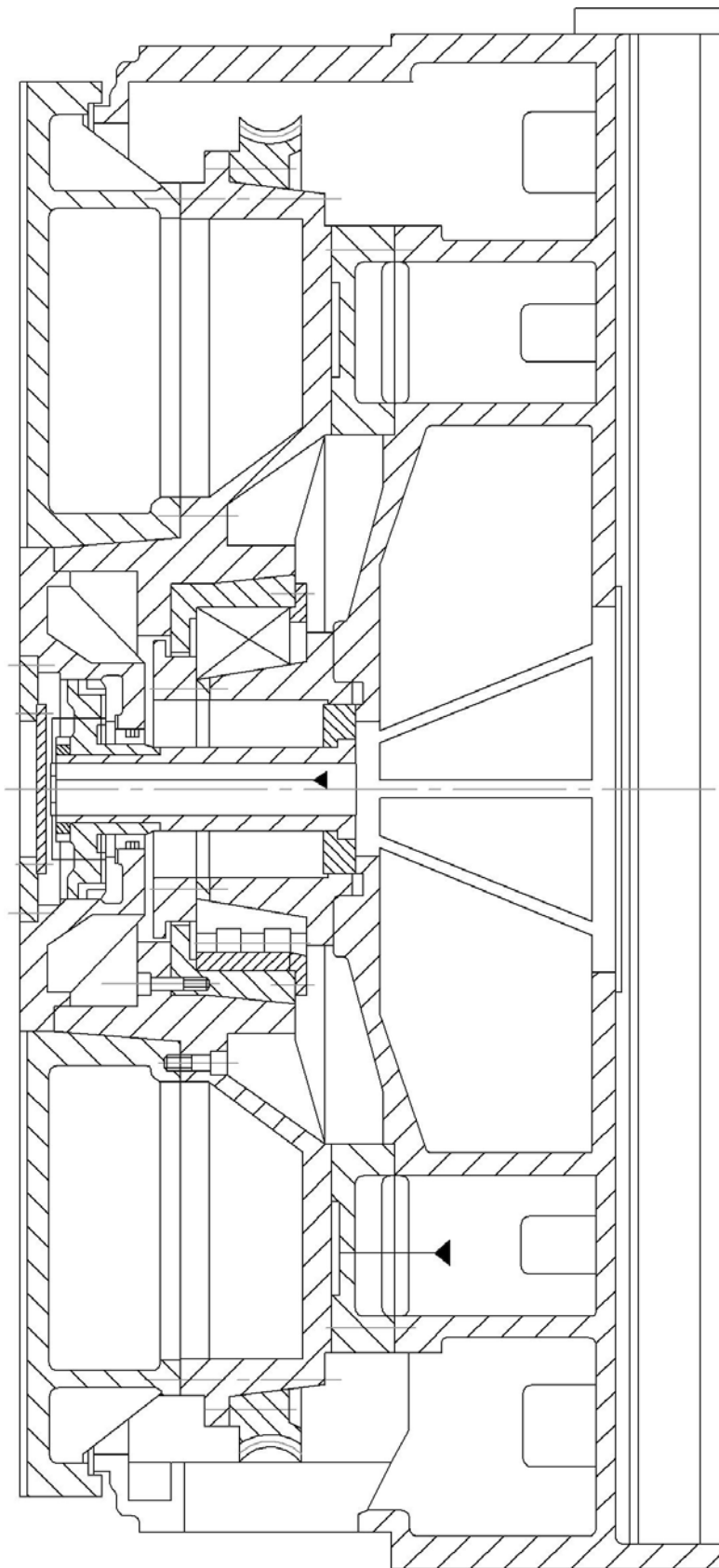


Рис. 52. Стол делительный 3000 мм

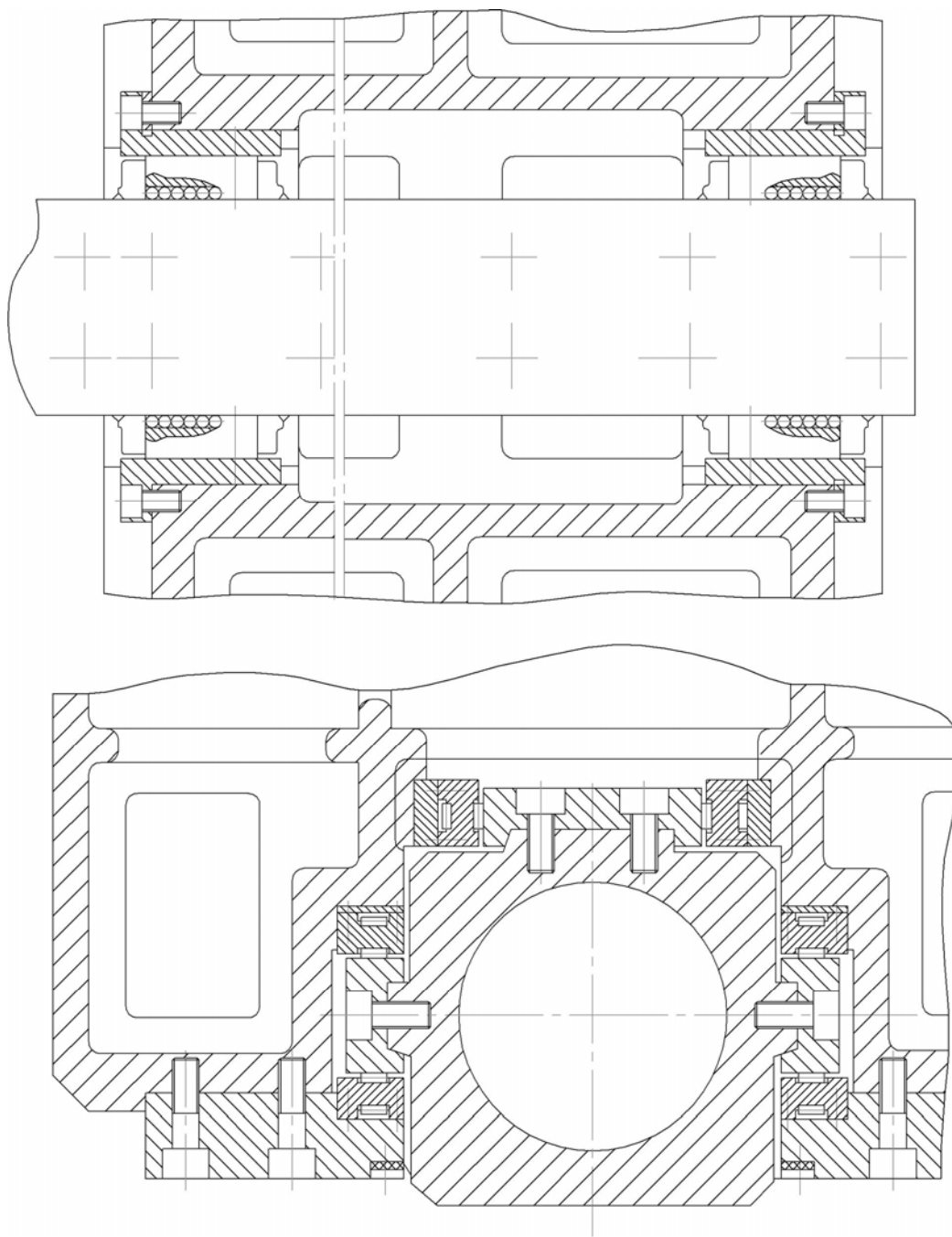


Рис. 53. Пояснить основные особенности направляющих ползуна

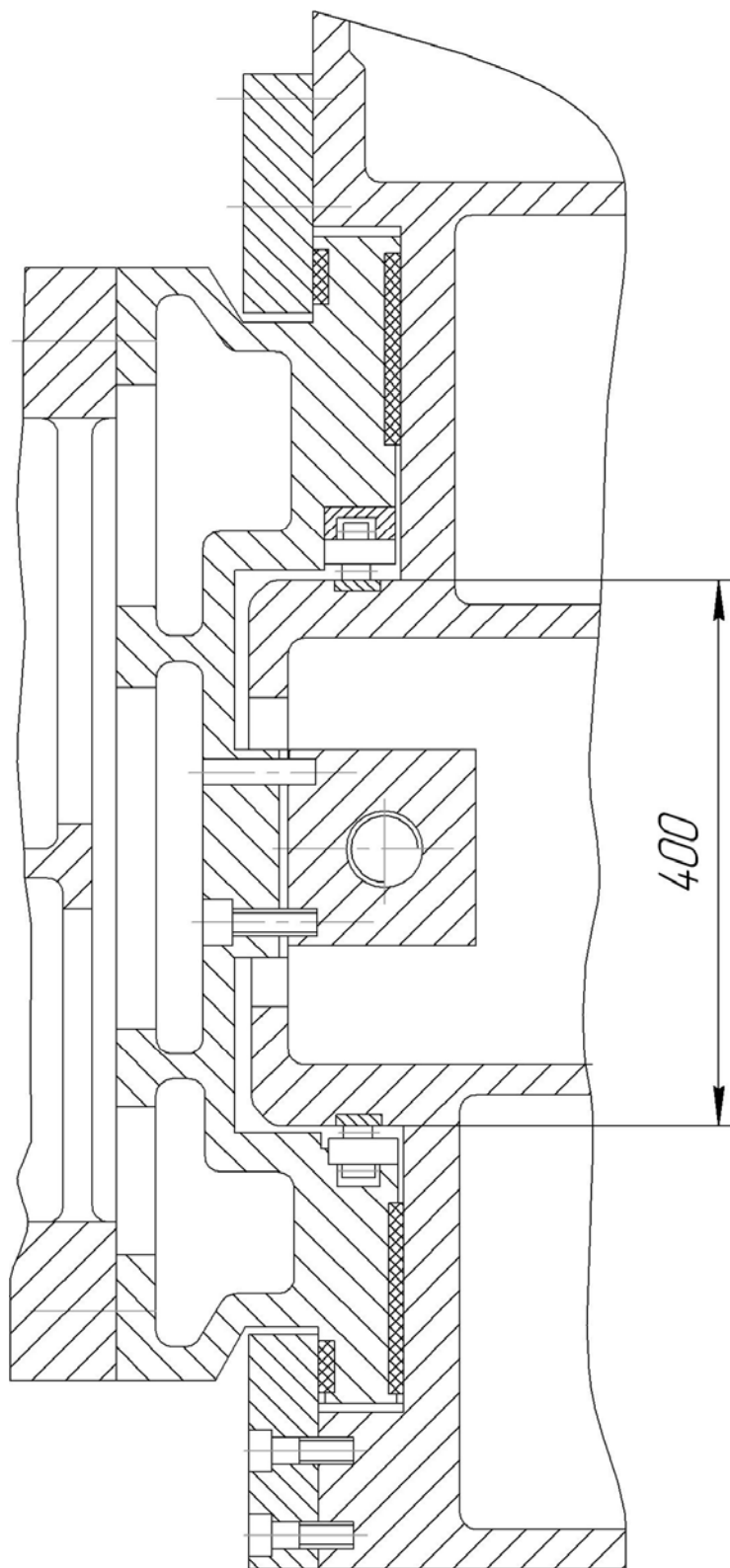


Рис. 54. Направляющие токарного станка

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Для чего служат направляющие металлорежущих станков?
2. Какие требования предъявляются к направляющим металлорежущих станков?
3. Как делятся направляющие металлорежущих станков в зависимости от характера трения?
4. Какие материалы используют для изготовления направляющих?
5. Какие технические требования предъявляют к материалам направляющих металлорежущих станков?
6. Охарактеризуйте направляющие скольжения и качения для прямолинейного движения.
7. Охарактеризуйте направляющие скольжения для кругового движения.
8. Дайте характеристику направляющих смешанного трения.
9. Как выбирают тип направляющих?
10. Изложите методику расчета направляющих смешанного трения.
11. Как выбирают материал охватываемой и охватывающей направляющих смешанного трения?
12. В какой последовательности выполняют расчет направляющих смешанного трения по критерию износостойкости?
13. Как составляют расчетную схему направляющих смешанного трения?
14. Изложите методику составления уравнений равновесия подвижного исполнительного органа.
15. Как определяют реакции, возникающие в направляющих при действии приложенных внешних сил?
16. Как определяют величины средних давлений на гранях направляющих?
17. Каким образом вычисляют максимальные давления на гранях направляющих?
18. Для чего сравнивают максимальные давления на гранях направляющих с допускаемыми давлениями?

19. В каком случае ограничиваются при расчете по критерию износостойкости сравнением средних давлений с допускаемыми давлениями?

20. Назовите примерные значения допускаемых давлений в направляющих металлорежущих станков различных групп при разных скоростях перемещения рабочих органов.

21. Изложите принцип работы гидростатических направляющих?

22. В чем состоит отличие замкнутых гидростатических направляющих от незамкнутых?

23. По какому критерию выполняют расчет замкнутых гидростатических направляющих?

24. Изложите последовательность расчета замкнутых гидростатических направляющих.

25. Какие исходные данные используют при расчете гидростатических направляющих кругового движения?

26. Какие формы масляных карманов применяют для гидростатических направляющих? Нарисуйте схемы карманов.

27. Как назначают размеры масляных карманов гидростатических направляющих?

28. Нарисуйте схему гидродинамических направляющих и изложите принцип работы.

29. При каких скоростях движения рабочего органа обеспечивается жидкостное трение в гидродинамических направляющих?

30. Как определяют поддерживающую силу гидродинамических направляющих?

31. Назовите достоинства и недостатки направляющих качения по сравнению с направляющими скольжения.

32. Нарисуйте и опишите схему направляющих качения на роликах с закрепленными осями.

33. Нарисуйте и опишите схему направляющих с потоком тел качения.

34. Нарисуйте и опишите схему направляющих с возвратом тел качения.

35. Нарисуйте схему незамкнутых направляющих качения и назовите их достоинства.

36. Нарисуйте схему замкнутых направляющих качения и назовите их достоинства.
37. Охарактеризуйте способы создания натяга в замкнутых направляющих качения.
38. Как классифицируют направляющие по типу тела качения?
39. Каковы достоинства и недостатки шариковых и роликовых направляющих?
40. Назовите рекомендуемые минимальную и максимальную величины натяга для стальных роликовых направляющих твердости.
41. Изложите последовательность расчета направляющих трения качения.
42. Какое сочетание материалов направляющих качения наиболее часто используют и почему?
43. Какие требования к размерности роликов и шариков предъявляют для направляющих качения станков нормальной точности?
44. Какие исходные данные необходимы для расчета направляющих качения на статическую прочность?
45. Изложите последовательность расчета направляющих качения на статическую прочность.
46. Изложите последовательность расчета направляющих качения на жесткость.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Высокоавтоматизированное и дорогостоящее станочное оборудование имеет значительный срок службы, и в этот период оно должно обеспечить эффективность производства. Одним из ответственных элементов металлорежущего станка являются направляющие. В работе показаны конструкции, наиболее часто применяемые в современном станкостроении, даны материалы, используемые для направляющих всех типов. Приведены примеры расчета направляющих по критерию износостойкости, статической прочности, жесткости, частоты собственных колебаний, потерь на трение и долговечности.

Для лучшего усвоения материала приведены типовые решения и конструкторские задачи по направляющим металлорежущих станков, требующие от студента знаний и сообразительности, а также к каждой главе даны контрольные вопросы. Книга, объединив материал по направляющим металлорежущих станков, является хорошим учебным пособием.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Детали и механизмы металлорежущих станков: в 2 т. / под ред. Д. Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1972. Т. 1, 564 с.; т. 2, 550 с.
2. Справочник технолога-машиностроителя: в 2 т. / под ред. А. Г. Косиловой, Р. К. Мещерякова и А. Н. Панова. – М.: Машиностроение, 1985. Т. 1, 656 с; т. 2, 496 с.
3. СТН 71.3-8Г. Дипломное проектирование. Основные документы / Владим. гос. ун-т. – Владимир. – 98 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие.....	3
1. Общие сведения о направляющих станков с ЧПУ.....	4
1.1. Направляющие скольжения станков для прямолинейного движения.....	4
1.2. Направляющие скольжения для кругового движения.....	7
1.3. Материалы направляющих скольжения.....	10
2. Направляющие смешанного трения.....	12
2.1. Выбор материала и типа направляющих.....	12
2.2. Расчет направляющих смешанного трения.....	12
2.3. Пример расчета направляющих смешанного трения по критерию износостойкости.....	18
3. Направляющие жидкостного трения.....	21
3.1. Гидростатические направляющие с дроссельным регулированием.....	21
3.2. Расчет гидростатических направляющих.....	25
3.3. Пример расчета гидростатических направляющих.....	27
3.4. Конструкция и расчет гидродинамических направляющих...32	
3.5. Пример расчета гидродинамических направляющих кругового движения.....	36
4. Направляющие трения качения.....	37
5. Классификация и конструкции направляющих.....	41
6. Расчет направляющих на статическую прочность.....	48
6.1. Пример расчета направляющих на статическую прочность...52	

6.2. Расчет на жесткость.....	54
6.3. Пример расчета направляющих качения на жесткость.....	56
6.4. Расчет частоты собственных колебаний.....	57
6.5. Расчет потерь на трение и долговечность.....	58
7. Типовые конструкции направляющих качения и комбинированных....	58
8. Типовые решения и конструкторские задачи по направляющим металлорежущих станков.....	62
Контрольные вопросы.....	91
Заключение.....	94
Библиографический список.....	95

Учебное издание

Гусев Владимир Григорьевич
Жарков Владимир Николаевич
Беляев Леонид Викторович и др.

**КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТ НАПРАВЛЯЮЩИХ
МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ**

Учебное пособие

Подписано в печать 22.09.11.

Формат 60x84/16. Усл. печ. л. 5,58. Тираж 100 экз.

Заказ

Издательство

Владимирского государственного университета
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых
600000, Владимир, ул. Горького, 87.