

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Оренбургский государственный университет»
Кафедра технологии машиностроения,
металлообрабатывающих станков и комплексов

А.Г. Кравцов

**Расчет механических захватных устройств
промышленных роботов**

Методические указания

Оренбург 2018

УДК 621.865.8 (076.5)
ББК 32.816я7
К78

Рецензент
кандидат технических наук, доцент В.Н. Михайлов

Кравцов А.Г.,
К78 Расчет механических захватных устройств промышленных роботов
методические указания для курсового проектирования/ А.Г. Кравцов
- Оренбург: ГОУ ОГУ, 2018 – 46с.

Методические указания для выполнения лабораторных работ, практических занятий и курсового проектирования по дисциплине «Транспортно-накопительные системы и промышленные роботы» для обучающихся по программам бакалавриата направлений подготовки 15.03.06 Мехатроника и робототехника и 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств

© Кравцов А.Г., 2018
© ГОУ ОГУ, 2018

Содержание

1 Конструкции и расчет механических захватных устройств	5
Общие положения и классификация захватных устройств	5
1.2 Выбор типа и схемы механического захватного устройства	10
2 Силовой расчет механических захватных устройств	12
2.1 Определение усилия в местах контакта объекта с рабочими элементами	12
2.2 Определение усилия захватывания	20
2.3 Определение необходимого перемещения губок схвата и усилия, действующие на элементы конструкции схвата	22
2.4 Конструкции и расчет губок схвата	23
3 Выбор типа привода	30
4 Крепление захватных устройств	38
5 Пример расчета ЗУ	42
Список использованных источников	46

Введение

Комплексной автоматизацией обусловлено возникновение и широкое распространение принципиально нового класса машин – промышленные роботы (ПР). Характерной особенностью практически всех отраслей хозяйственной деятельности сегодня является применение робототехнических систем.

Один из основных конструктивных элементов манипуляторов (М) и промышленных роботов (ПР) – захватное устройство (ЗУ). Оно определяет возможность их использования в конкретных условиях производства.

Захватные устройства – схваты М промышленных роботов служат для: удерживания объекта манипулирования во время его транспортирования; ориентирования и базирования положения относительно манипулятора.

Поскольку объекты манипулирования различаются размерами, формой, массой и обладают разнообразными физическими свойствами, то схваты выполняются, как правило, сменными. ПР комплектуют набором типовых (для данной модели) ЗУ. В зависимости от конкретных условий потребитель может использовать схваты из комплекта, прилагаемого к ПР, сменные элементы (губки, присоски и пр.), изготавливая их для стандартного ЗУ, или изготовленный специальный хват. Таким образом знание методики проектирования и расчета ЗУ необходимо не только на стадии изготовления ПР но и при его эксплуатации.

В общем случае разработка конструкции ЗУ производится по следующей схеме:

- а) выбирают тип схвата и схему захватывания объекта;
- б) определяют усилия в местах контакта объекта с рабочими элементами;
- в) определяют усилие захватывания;
- г) определяют необходимое перемещение губок схвата и усилия, действующие на элементы конструкции схвата.
- д) выбирают тип привода.
- е) рассчитывают размеры кинематических элементов схвата и его привода.

1. Изучить теоретический материал.

2. Основываясь на исходных данных (см. табл. «Варианты задания»), в соответствии с определенным преподавателем вариантом, произвести кинематический и силовой расчет ЗУ, для чего выполнить следующие разделы работы:

1. Построение кинематической схемы и силовой анализ ЗУ.
2. Расчет усилий привода.
3. Определение усилий захвата. (Для вакуумных ЗУ (ВЗУ) расчет удерживающего усилия).
4. Расчет конструктивных элементов.
5. Общий вид ЗУ ПР.

1 Конструкции и расчет механических захватных устройств

Общие положения и классификация захватных устройств

Предъявляемые к ЗУ требования различны и зависят от большого числа факторов, которые обусловлены не только областью использования М или ПР, но и кругом решаемых задач. Например, для ПР, выполняющего сложные сборочные операции, требуется универсальное ЗУ, которое обладает технологической гибкостью, способностью выполнять большое количество движений и манипулировать объектами различной геометрии, массы, жесткости и т.п. Достаточно универсальные схваты, имитируют устройство и движения кисти руки человека, имеющей 27 степеней подвижности /1/. Однако эффективность использования таких схватов ограничивается их большой стоимостью. Иные требования предъявляются к схватам роботов с позиционной и уж тем более с цикловой системами программного управления, манипулирующих с деталями одной номенклатуры в условиях узкой ограниченности диапазона технологических операций.

К ЗУ предъявляются требования, как общего характера, так и специальные, связанные с конкретными условиями работы. К обязательным требованиям относят: надежность захватывания и удержания; стабильность базирования объекта и недопустимость его повреждений или разрушения. ЗУ должны обладать высокой прочностью при малых габаритах и массе. Обслуживанием одним ПР нескольких единиц различного оборудования может быть обусловлена необходимость автоматической смены ЗУ или применения широкодиапазонных схватов. Поэтому к ЗУ для ПР, работающим в условиях серийного производства, предъявляются дополнительные требования: широкодиапазонность (возможность захватывания и базирования деталей в широком диапазоне массы, размеров и формы), обеспечение захватывания близко расположенных деталей, легкость и быстрота замены (вплоть до автоматической смены ЗУ). Кроме того, в ряде случаев необходимо автоматическое изменение усилия удержания объекта в зависимости от массы объекта.

Ряд специфических требований к конструкции схвата может быть обусловлен выполняемыми функциями и условиями применения ПР. Например, работа с объектами, как с сухими, так и со смоченными поверхностями или обладающими различными физико-механическими свойствами (твердые, мягкие, хрупкие, жесткие), с различной геометрией и т.д.

Схваты специального назначения, позволяющие производить захват объектов манипулирования сравнительно небольшой номенклатуры, нашли в роботах широкое распространение. При этом, устройства автоматической

смены обеспечивают работу ПР с достаточно разнообразными объектами манипулирования при низкой стоимости и простоте конструкции схватов.

Удерживание объекта манипулирования в ЗУ может осуществляться за счет сил трения, возникающих при кинематическом взаимодействии его элементов с объектом, фиксации объекта по имеющимся на нем выступам, отверстиям, штифтам, пазам и другим поверхностям, используемым в качестве баз. Удерживание объекта также может быть реализовано за счет использования электромагнитных сил и вакуума. Для уменьшения усилий привода схватов применяют комбинацию кинематического, электромагнитного и вакуумного воздействия с одновременным использованием базовых поверхностей объекта манипулирования для фиксации.

В соответствии с рисунком 1 все многообразие ЗУ делят на различные группы /2/. Деление основано на использовании следующих классификационных признаков: способ удержания объекта; принцип действия ЗУ; характер базирования объекта; степень специализации ЗУ; рабочий диапазон ЗУ; наличие дополнительных устройств и механизмов; число рабочих позиций; характер работы ЗУ; вид управления ЗУ; характер крепления ЗУ к руке.

Сравнивая ЗУ различающиеся по принципу действия следует отметить, что электромагнитные захватные устройства обладают такими достоинствами как: возможность создания большого усилия притяжения на единицу поверхности; высокая точность базирования, обусловленная жесткостью сердечника; быстрота захватывания; долговечность конструкции. Наряду с этим они также обладают и рядом недостатков: нагрев катушек; остаточный магнетизм, способствующий опасности загрязнения и повреждения поверхности ЗУ и объекта; применимость только для магнитных материалов.

Вакуумные схваты характеризуются тем, что они пригодны для всех видов материалов, но только для плоских и гладких поверхностей. Сила притяжения этих ЗУ ограничивается площадью поверхности взаимодействия. Эластичность присосок способствует снижению точности базирования. Принцип действия определяет недопустимость присутствия между присосками и поверхностью объекта каких-либо частиц и требует некоторого времени для создания необходимого разряжения, определяемого размерами клапанов, патрубков и т.п. Срок службы конструкции вакуумных ЗУ ограничен.

Значительно более широко распространено комплектование современных конструкций М и ПР механическими захватными устройствами. Рассмотрим их конструкции расчет более подробно.

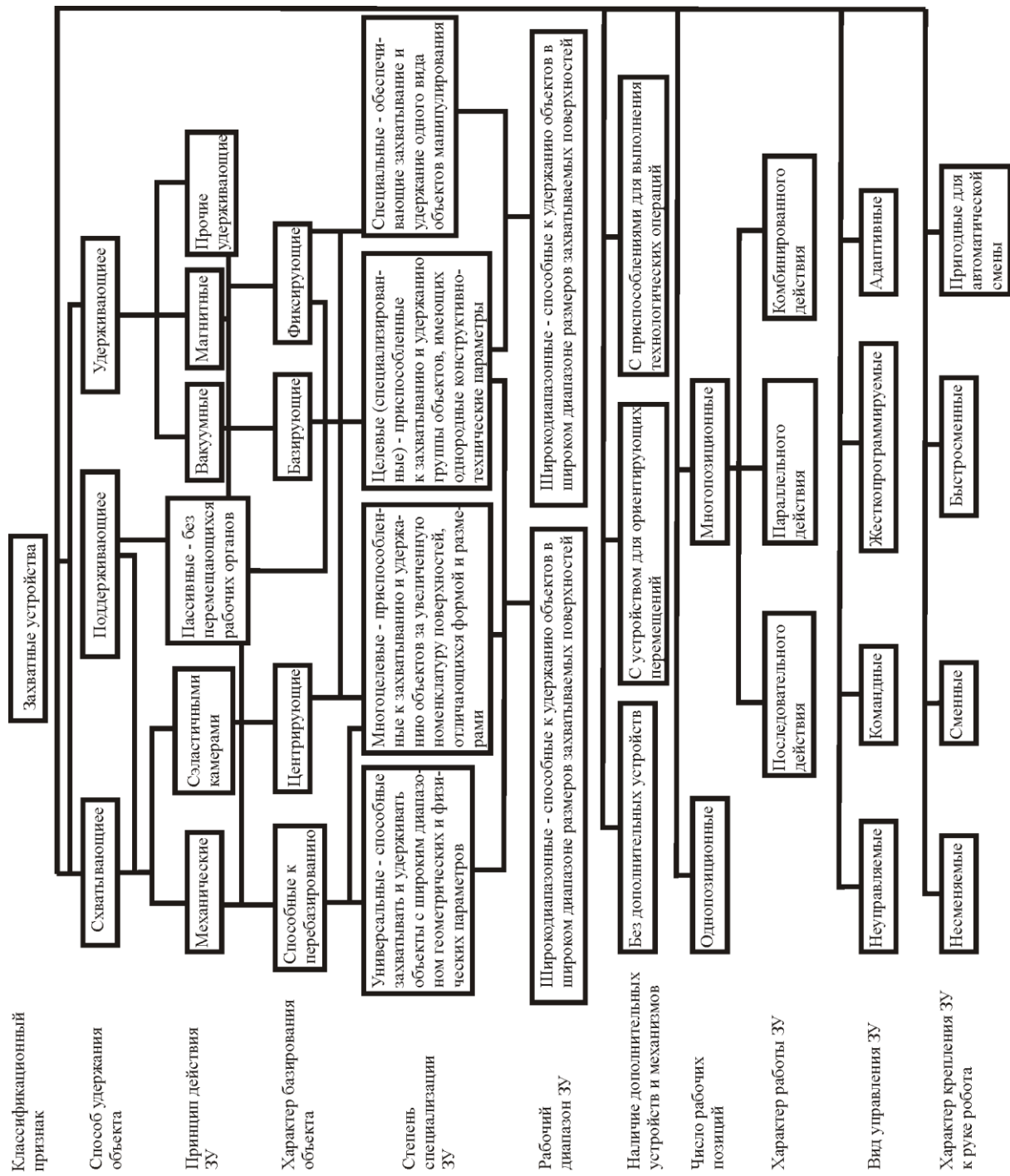


Рисунок 1 – Классификация захватных устройств

1.1 Конструкция механических схватов

На рисунке 2 показаны способы базирования объектов манипулирования. Рассмотрим конструкцию некоторых схватов.

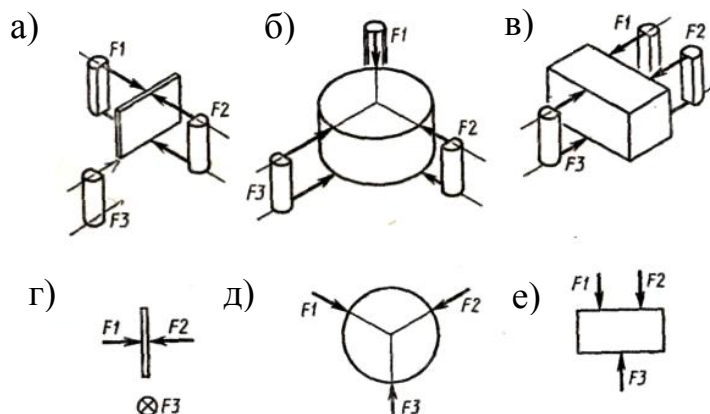


Рисунок 2 – Способы закрепления объектов в захватном устройстве

На рисунке 3а показан неуправляемый схват. Неуправляемые схваты выполняют в виде подпружиненных рычагов, упругих валиков и втулок. Разжим таких схватов происходит вследствие контакта скосов, имеющих на губках, с деталью при движении робота. Диапазон перемещения губок и масса захватываемых деталей такими схватами ограничены. Зажим происходит пружиной 2, прижимающей губку 3 и деталь к губке 1, связанной с кистью робота.

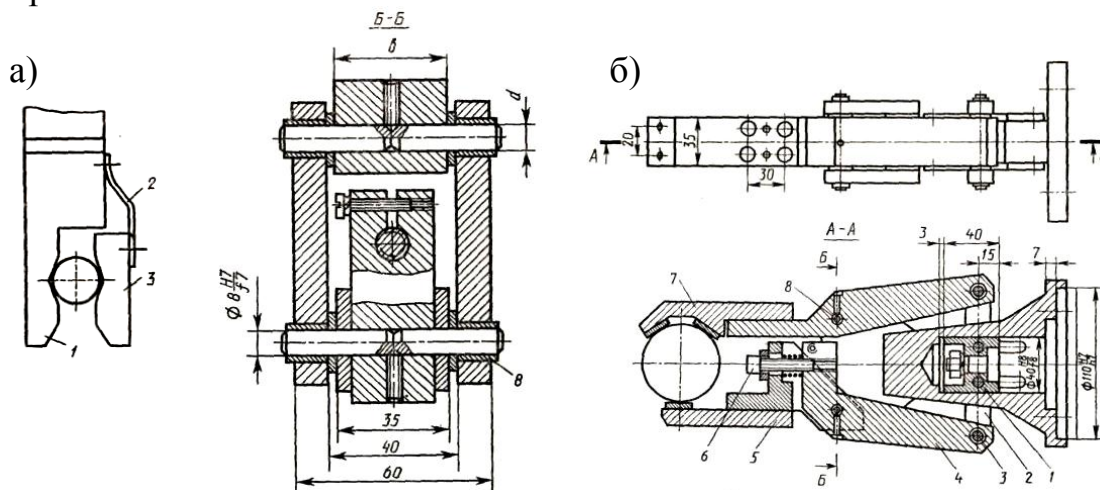


Рисунок 3 – Клещевой механический схват рычажного типа

На рисунке 3б показан клещевой механический схват рычажного типа. Характерная особенность схвата – заклинивание его рычажной системы при захвате детали, что обеспечивает безопасную работу в случае обрыва питания приводного пневмоцилиндра. Движение от пневмоцилиндра передается ползуну 1, который шарнирно связан с тягами 2. Последние через

шарниры 3 воздействуют на рычаги 4, на которых установлены губки 5. Самоторможение рычажной системы схвата обеспечивается за счет угла наклона тяг 2, равного $5 \div 7^\circ$ при зажиме заготовки. Схват способен с необходимым усилием производить зажим детали в ограниченных пределах колебаний ее размеров. Для регулировки перемещения губок служит винт 6, который позволяет перемещать рычаг 7 вокруг шарнира 8.

Для быстрого съема готовой детали и установки вместо нее новой применяют многопозиционные (чаще двухпозиционные) схваты (рисунок 4а). Схват 2 с заготовкой, зажатой его губками под действием пружины 5, находится в позиции I. Схват 2, находящийся в позиции II, разжимается под действием толкателя 4 гидроцилиндра (на рисунке не показан), сжимающего при движении вниз возвратную пружину 3. Вместе с толкателем 4 перемещается,

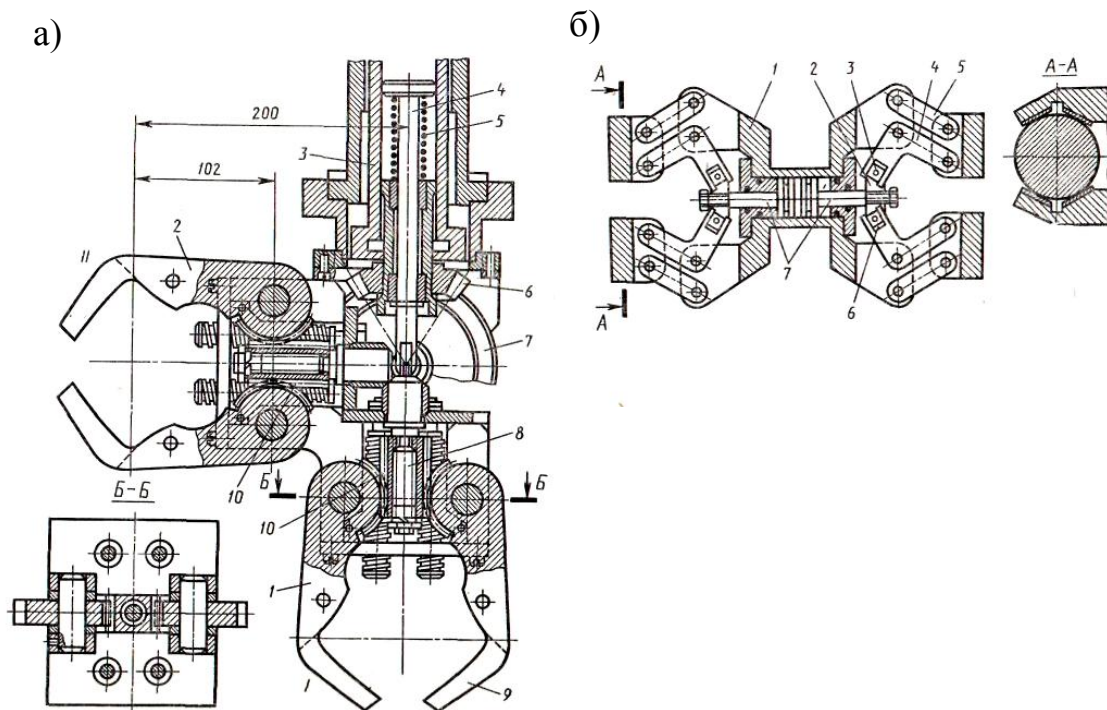


Рисунок 4 – Двухпозиционный схват

сжимая пружины 5, шток 8, на котором закреплена зубчатая рейка 10. Рейка 10 находится в зацеплении с зубчатыми секторами, нарезанными на цилиндрической части рычагов схвата. При отключении давления в гидроцилиндре толкатель 4 под действием пружины 5 перемещается влево, освобождая шток 8, который, находясь под действием пружины, также перемещается вверх, сжимая губки схвата. Позиции схватов меняются при вращении шпинделя 3 от привода кисти руки через коническую шестерню 6 и зубчатый сектор 7.

На рисунке 4б показана конструкция двухпозиционного схвата, губки которого параллельны друг другу, а оси совпадают. В корпусе 1 схвата имеется гидроцилиндр с двумя поршнями. На концах штоков 7 поршней закреплены серьги 2, в которых на шарнирах 3 установлены камни 6 кулисного механизма. Камни 6 находятся в пазах рычагов 4. Для осуществления парал-

лельного перемещения губок рычаги 4 и 5 образуют параллелограмм. Зажим происходит при подаче давления в штоковую полость цилиндра, разжим – в поршневую. Губки схватов при этом могут совершать независимые движения. Ось кисти робота совершает поворот вокруг оси, перпендикулярной оси гидроцилиндра.

Схваты, предназначенные для работы с горячими заготовками при автоматизации кузнечно-прессовых операций, должны иметь минимальное число подвижных поверхностей (шарниров, кулис и т. д.); конструкция шарниров должна предусматривать охлаждение, исключающее образование на них окалины.

Выбор (проектирование) и расчет ЗУ выполняют в следующей последовательности:

- а) выбирают тип схвата и схему захватывания объекта;
- б) определяют усилия в местах контакта объекта с рабочими элементами;
- в) определяют усилие захватывания;
- г) определяют необходимое перемещение губок схвата и усилия, действующие на элементы конструкции схвата.
- д) выбирают тип привода.
- е) рассчитывают размеры кинематических элементов схвата и его привода.

1.2 Выбор типа и схемы механического захватного устройства

При выборе типа схвата необходимо учитывать множество факторов, основными из которых являются свойства объекта манипулирования, масса, форма и ее изменение в процессе обработки на технологическом оборудовании, требования к времени захвата и точности удерживания, свойства захватываемой поверхности (твердость, хрупкость, намагничиваемость, шероховатость поверхности и т. д.).

Однозначных рекомендаций по выбору типа схвата и его кинематики в общем случае дать невозможно.

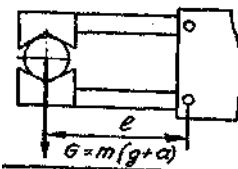
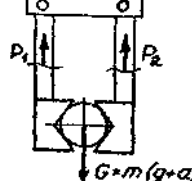
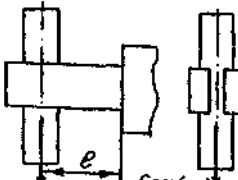
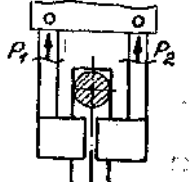
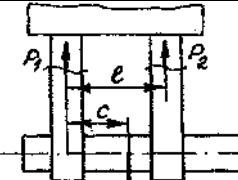
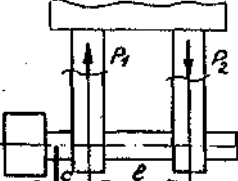
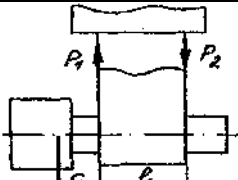
Выделяют несколько основных схем положений объекта в захватном устройстве (ЗУ), приведенных в таблице 1 /З/(О.Д. Егоров таб.14.3):

- поддержание объекта рабочими элементами (силы трения в поддержании практически не участвуют);
- удерживание объекта за счет запирающего действия рабочих элементов (ограниченное действие сил трения);
- удержание объекта только за счет сил трения.

Для протяженных объектов применяют схваты с одной широкой парой или с двумя парами рабочих элементов. Выражения для определения значений силовых факторов действующих со стороны объекта, без учета его

перемещения, на рабочие элементы и определяющих их изгибающие моменты M и растягивающие усилия P приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Схемы положений объекта в захватном устройстве

Способ удержания объекта	Расчетная схема	Силовые факторы, действующие на рабочие элементы
Поддерживание одним рабочим элементом		$M_{\max} = Gl$
Удерживание двумя рабочими элементами		$P_1 = P_2 = \frac{G}{2}$
Удерживание за счет сил трения		$M_{1\max} = M_{2\max} = \frac{Gl}{2}$
		$P_1 = P_2 = \frac{G}{2}$
Удерживание двумя парами рабочих элементов		$P_1 = G \frac{l-c}{l}; \quad P_2 = G \frac{c}{l};$ $P'_1 = P'_2 = \frac{P_1}{2}; \quad P''_1 = P''_2 = \frac{P_2}{2}$
		$P_1 = G \frac{l+c}{l}; \quad P_2 = -G \frac{c}{l};$ $P'_1 = P'_2 = \frac{P_1}{2}; \quad P''_1 = P''_2 = \frac{P_2}{2}$
Удерживание одной широкой парой рабочих элементов		$P_1 = G \frac{l+c}{l}; \quad P_2 = -G \frac{c}{l};$

2 Силовой расчет механических захватных устройств

2.1 Определение усилия в местах контакта объекта с рабочими элементами

В местах контакта объекта с рабочими элементами возникают усилия, которые зависят от схемы захватывания и способа закрепления объекта в ЗУ. На рисунке 5 представлен общий случай закрепления объекта в ЗУ с одной парой рабочих элементов. В этом случае, считая, что центр масс объекта совпадает с центром схвата (или имеет небольшое смещение), при движении

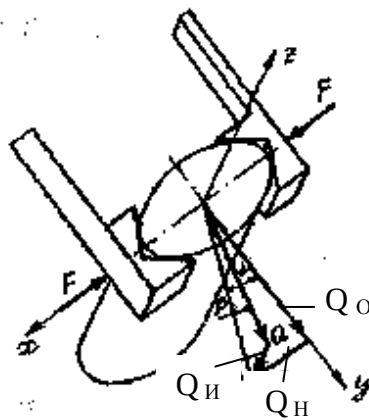


Рисунок 5 – Общий случай закрепления объекта в ЗУ с одной парой рабочих элементов

вектор равнодействующей силы $\bar{Q}$ от максимальной инерционной силы и силы тяжести объекта определяется выражением:

$$\bar{Q} = m(\bar{g} + \bar{a}) = m \left[\bar{g} + \left(\sum_{i=1}^n \left| \ddot{q}_i \right| \right)_{\max} + \bar{a}_k \right], \quad (1)$$

где m – масса объекта;

$\bar{g}$ – вектор ускорения свободного падения;

$\bar{a}$ – вектор максимального ускорения перемещения объекта;

$\ddot{q}_i$ – вектор ускорения движения от i – ой степени подвижности (звена)

манипулятора;

$\bar{a}_k$ – вектор кориоллисова ускорения объекта;

n – число степеней подвижности манипулятора.

Для упрощенной приближенной оценки вектора $\bar{Q}$ вектор кориолисова ускорения объекта вследствие его малости не учитывают используя выражение следующего вида:

$$\bar{Q} = m \left[\bar{g} + K \left(\sum_{i=1}^n \left| \ddot{\bar{q}}_i \right| \right)_{\max} \right], \quad (2)$$

где $K=1, 1 \dots 1, 3$.

Вектор $\bar{Q}$ раскладывают на составляющие:

– вдоль направления оси ЗУ (осевую силу):

$$\bar{Q}_O = \bar{Q} \cos \beta \cos \alpha; \quad (3)$$

– перпендикулярную оси ЗУ (нормальную силу):

$$\bar{Q}_H = \bar{Q} \cos \beta \sin \alpha \quad (4)$$

– и перпендикулярную плоскости захватывания – бинормальную силу (вдоль оси объекта):

$$\bar{Q}_B = \bar{Q} \sin \beta \quad (5)$$

Полученная система трех взаимно перпендикулярных сил позволяет представить рассматриваемую схему удержания объекта в виде суммы трех элементарных схем, представленных на рисунке 6.

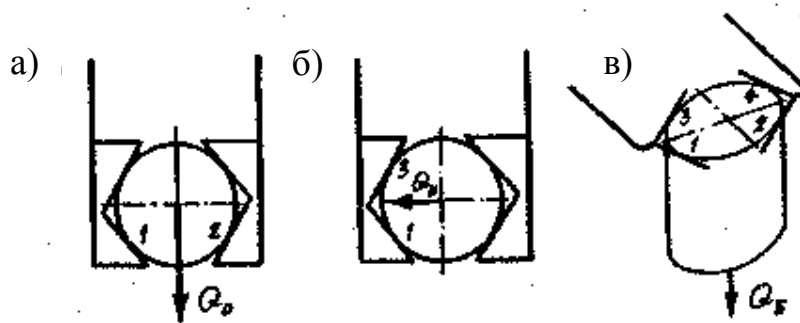


Рисунок 6 – Элементарные схемы удержания объекта

В точках контакта объекта с рабочими элементами ЗУ возникают элементарные нормальные силы N_i^j и силы трения F_{Ti}^j (касательные силы). Индексы i и j соответственно обозначают точки контакта объекта с рабочими элементами и элементарные нормальные и касательные силы в i -ой точке контакта.

Значения этих сил определяют из условия равновесия для каждой элементарной схемы.

В точках 1 и 2 контакта объекта с рабочими элементами ЗУ для первой элементарной схемы, представленной на рисунке 5а, возникают нормальные N_1' и N_2'' и касательные F_{T1}' и F_{T2}'' силы, направления действия которых указаны на рисунке 7.

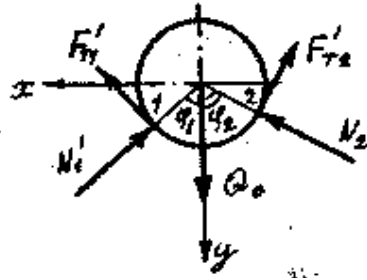


Рисунок 7 – Нормальные и касательные силы, соответствующие элементарной схеме рисунка 6а

Уравнения равновесия всех сил с учетом их разложения по осям X и Y имеют следующий вид:
по оси X :

$$- N_1' \sin \varphi_1 + F_{T1}' \cos \varphi_1 + N_2' \sin \varphi_2 - F_{T2}' \cos \varphi_2 = 0; \quad (6)$$

по оси Y :

$$- N_1' \cos \varphi_1 - F_{T1}' \sin \varphi_1 - N_2' \cos \varphi_2 - F_{T2}' \sin \varphi_2 = 0 \quad (7)$$

Сила трения (касательная сила) с учетом коэффициента трения скольжения f между поверхностями объекта и рабочих элементов определяется как:

$F = Nf$. Значения f для незакаленных сталей без насечек (сталь 45, 50) выбираются из диапазона 0,12...0,15, для закаленных сталей с острой насечкой (65Г, У8А, У10А) – 0,3...0,35.

Решение системы уравнений при подстановке в нее выражения для силы трения имеет следующий вид:

$$\begin{cases} N_1' = Q_o \frac{\sin \varphi_2 - f \cos \varphi_2}{(1 - f^2) \sin(\varphi_1 + \varphi_2) - 2 f \cos(\varphi_1 + \varphi_2)} \\ N_2' = Q_o \frac{\sin \varphi_1 - f \cos \varphi_1}{(1 - f^2) \sin(\varphi_1 + \varphi_2) - 2 f \cos(\varphi_1 + \varphi_2)} \\ F_{T1}' = N_1' f \\ F_{T2}' = N_2' f \end{cases} \quad (8)$$

При равенстве углов $\varphi_1 = \varphi_2$:

$$N_1' = N_2' = Q_o \frac{\sin \varphi - f \cos \varphi}{(1 - f^2) \sin 2\varphi - 2 f \cos 2\varphi} \quad (9)$$

Для случая приведенного на рисунке 8 когда $\varphi_1 = 90^\circ$:

$$\begin{cases} N_1' = \frac{Q_o}{2} \frac{\sin \varphi_2 - f \cos \varphi_2}{f \sin \varphi_2 + (1 - f^2) \cos \varphi_2} \\ N_2' = \frac{Q_o}{2} \frac{1}{f \sin \varphi_2 + (1 - f^2) \cos \varphi_2} \end{cases} \quad (10)$$

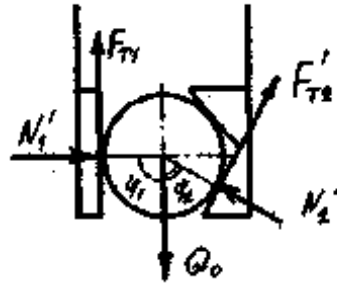


Рисунок 8 – Схема направлений нормальных и касательных сил при $\varphi_1 = 90^\circ$

Если, как показано на рисунке 9, $\varphi_1 = \varphi_2 = 90^\circ$, то:

$$N_1' = N_2' = \frac{Q_o}{2 f} \quad (11)$$

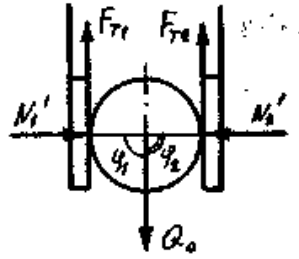


Рисунок 9 – Схема направлений нормальных и касательных сил при $\varphi_1 = \varphi_2 = 90^\circ$

Для второй элементарной схемы удержания объекта, представленной на рисунке 6б, выражения для нормальных N_1'' , N_3'' и касательных F_{T1}'', F_{T3}'' сил из условия равновесия объекта имеют следующий вид:

$$\begin{cases} N_1'' = Q_H \frac{\cos \varphi_3 - f \sin \varphi_3}{(1 - f^2) \sin(\varphi_1 + \varphi_3) + 2 f \cos(\varphi_1 + \varphi_3)} \\ N_3'' = Q_H \frac{\cos \varphi_1 - f \sin \varphi_1}{(1 - f^2) \sin(\varphi_1 + \varphi_3) + 2 f \cos(\varphi_1 + \varphi_3)} \end{cases} \quad (12)$$

При равенстве $\varphi_1 = \varphi_3 = 90^\circ$, как показано на рисунке 10:

$$N_1'' = N_3'' = \frac{Q_H}{2} \quad (13)$$

В этом случае полная нормальная сила будет равна:

$$N_{II}'' = N_1'' + N_3'' = Q_H \quad (14)$$



Рисунок 10 – Схема направлений нормальных и касательных сил при $\varphi_1 = \varphi_3 = 90^\circ$

Для определения нормальных и касательных сил в точках контакта объекта с рабочими элементами для третьей элементарной схемы приведенной на рисунке 5в рассматривают равновесие половинок объекта как показано на рисунке 11.

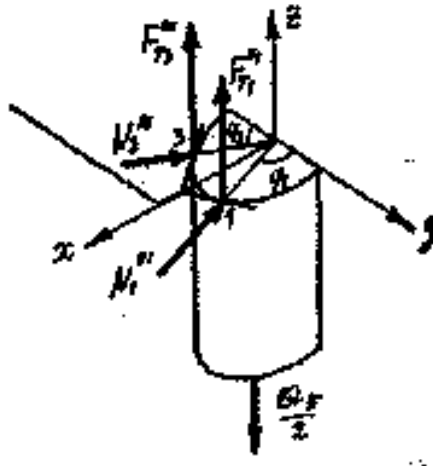


Рисунок 11 – Нормальные и касательные силы, соответствующие третьей элементарной схеме рисунка 6в

В этом случае:

$$\begin{cases} N_1''' f + N_3''' f = \frac{Q_B}{2} \\ N_1''' \cos \varphi_1 = N_3''' \cos \varphi_3 \end{cases} \quad (15)$$

Решая систему уравнений, получаем:

$$\begin{cases} N_1''' = \frac{Q_B}{2f \left(1 + \frac{\cos \varphi_1}{\cos \varphi_3} \right)} \\ N_3''' = \frac{Q_B}{2f \left(1 + \frac{\cos \varphi_3}{\cos \varphi_1} \right)} \end{cases} \quad (16)$$

При аналогичном рассмотрении второй половины объекта находят:

$$\begin{cases} N_2''' = \frac{Q_B}{2f \left(1 + \frac{\cos \varphi_2}{\cos \varphi_4} \right)} \\ N_4''' = \frac{Q_B}{2f \left(1 + \frac{\cos \varphi_4}{\cos \varphi_2} \right)} \end{cases} \quad (17)$$

В случае равенства углов $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_3 = \varphi_4$:

$$N_1''' = N_2''' = N_3''' = N_4''' = \frac{Q_B}{4f} \quad (18)$$

Из данного выражения следует вывод о том, что независимо от значения при равенстве углов величины нормальных сил остаются неизменными.

В случае, приведенном на рисунке 12 когда $\varphi_1 = \varphi_3 = 90^\circ$, а $\varphi_2 \neq 90^\circ$ и $\varphi_4 \neq 90^\circ$ действующая на объект слева полная нормальная сила равна:

$$N_{пл}''' = N_1''' + N_3''' = \frac{Q_B}{2f} \quad (19)$$

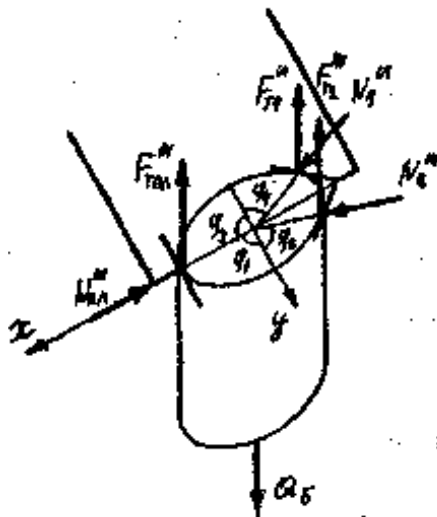


Рисунок 12 – Схема направлений нормальных и касательных сил при $\varphi_1 = \varphi_3 = 90^\circ$ для третьей элементарной схеме рисунка 6в

Если, как показано на рисунке 13 $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_3 = \varphi_4 = 90^\circ$, то полные нормальные силы, действующие на объект слева и справа равны:

$$\begin{cases} N_{II}''' = N_1''' + N_3''' = \frac{Q_B}{2f} \\ N_{III}''' = N_2''' + N_4''' = \frac{Q_B}{2f} \end{cases} \quad (20)$$

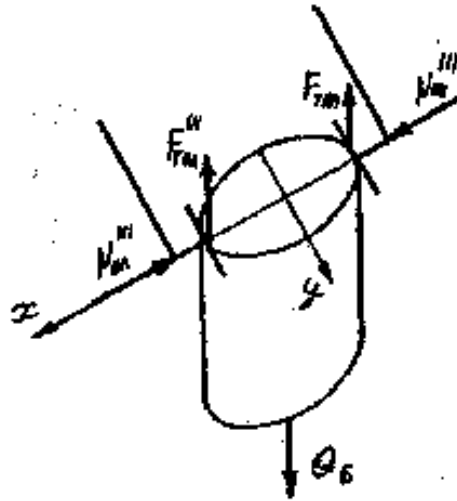


Рисунок 13 – Схема направлений нормальных и касательных сил при $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_3 = \varphi_4 = 90^\circ$ для третьей элементарной схеме рисунка 6в

Значения полной нормальной силы и силы трения (касательной силы) в каждой (j -ой) точке контакта объекта с рабочими элементами находят из системы:

$$\begin{cases} N_i = \sum_{j=1}^n N_i^j \\ F_{Ti} = N_i f \end{cases} \quad (21)$$

где $n_{\max} = 3$.

Опасной точкой, к которой приложено максимальное значение нормальной силы, будет та точка контакта, в которой действует наибольшее число элементарных нормальных сил.

В общем случае ее можно определить по направлению действия вектора внешней силы $\overline{Q}$. Опасной точкой будет являться та i -ая точка контакта через квадрант которой проходит вектор $\overline{Q}$.

При перемещении объекта отдельно каждой степенью подвижности манипулятора, анализ сводится к определению максимално значения вектора $\overline{Q}$, по которому и производят расчет нормальных и касательных сил.

2.2 Определение усилия захватывания

В соответствии с рисунком 14а, противоположно направлению усилий, действующих на объект, на рабочие элементы ЗУ действуют нормальные силы и силы трения.

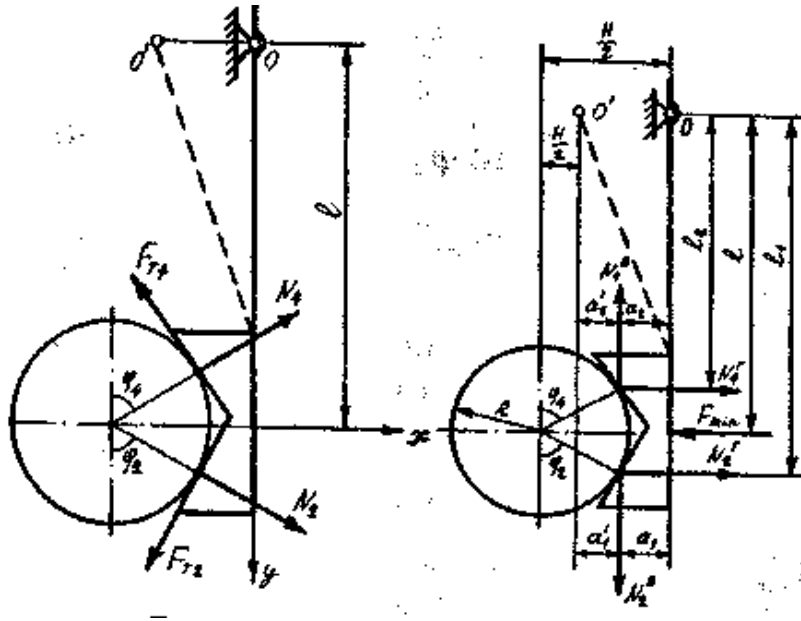


Рисунок 14 – Схема для расчета минимального усилия захватывания (удержания)

Проецируя, как показано на рисунке 14б, эти силы на оси X и Y получают силы, действующие на объект:

$$N_2^I = N_2 \sin \varphi_2 - F_{T2} \cos \varphi_2$$

$$N_4^I = N_4 \sin \varphi_4 - F_{T4} \cos \varphi_4$$

$$N_2^B = N_2 \cos \varphi_2 + F_{T2} \sin \varphi_2$$

$$N_4^B = -N_4 \cos \varphi_4 - F_{T4} \sin \varphi_4,$$

(22)

которые вызывают поворот рабочего элемента (пальца) относительно точки O (шарнира его вращения) или O' . Уравновешивается рабочий элемент минимальным усилием захватывания $F_{\min}$, приложенным перпендикулярно условной прямолинейной поверхности на расстоянии l от точки вращения.

Относительно точки O уравнение моментов имеет вид:

$$N_2^F l_1 + N_4^F l_2 \pm N_2^B a_1 \mp N_4^B a_2 = F_{\min} l \quad (23)$$

Из этого уравнения необходимая сила захватывания, уравнивающая палец:

$$F_{\min} = \frac{N_2^F l_1 + N_4^F l_2 \pm N_2^B a_1 \mp N_4^B a_2}{l}, \quad (24)$$

где l_1 и l_2 – плечи действия сил соответственно N_2^F и N_4^F :

$$l_1 = l + R \cos \varphi_2; \quad (25)$$

$$l_2 = l - R \cos \varphi_4;$$

знак плюс соответствует случаю стремления момента от вертикальной силы раскрыть (раздвинуть) пальцы, знак минус – закрыть; a_1 и a_2 – плечи действия сил N_2^B и N_4^B соответственно:

$$a_1 = \begin{cases} \frac{H}{2} - R \sin \varphi_2 \\ R \sin \varphi_2 - \frac{H}{2} \end{cases} \quad (26)$$

$$a_2 = \begin{cases} R \sin \varphi_4 - \frac{H}{2} \\ \frac{H}{2} - R \sin \varphi_4 \end{cases}, \quad (27)$$

где R – радиус объекта;

H – расстояние между осями вращения пальцев; первые уравнения систем соответствуют раскрытию ЗУ, а вторые – закрытию.

Минимальное значение силы $F_{\min}$ для надежного закрепления объекта необходимо увеличить. Для этого используют коэффициент запаса K_3 , значения которого берут из диапазона 1,5...2,0. таким образом усилие захвата :

$$F = F_{\min} K_3 \quad (28)$$

2.3 Определение необходимого перемещения губок схвата и усилия, действующие на элементы конструкции схвата

Необходимое перемещение губок схвата определяют исходя из размеров объекта и величины дополнительного хода Δ , необходимого для отвода от объекта ЗУ. Значение Δ зависит от геометрии губок схвата и способа подвода (отвода) ЗУ к объекту при захватывании. Максимальное перемещение губок определяется выражением:

$$S = \frac{D - d}{2} + \Delta, \quad (29)$$

где D и d – соответственно максимальный и минимальный диаметры захватываемых объектов, мм.

Для определения усилий, действующих на элементы конструкции схвата, проводят кинематический анализ, прикладывая к губкам схвата усилие зажима заготовки. Определим усилия для кинематической схемы представленной на рисунке 15.

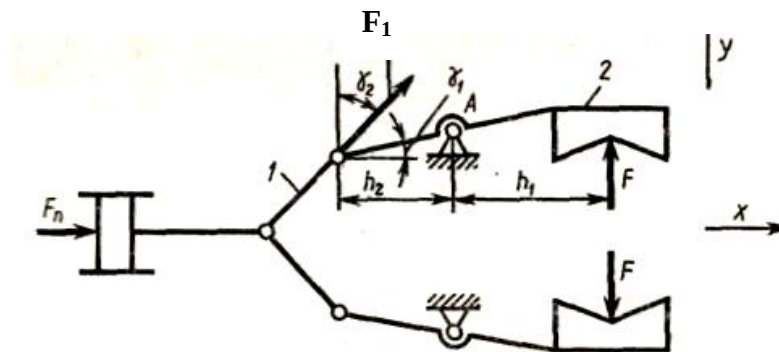


Рисунок 15 – Схема для определения усилий, действующих на элементы конструкции схвата

В этом случае условие равновесия звена 2 выглядит следующим образом:

$$\sum M_A = Fh_1 - F_1h_2 \cos \gamma_2 = 0 \quad (30)$$

Из этого выражения находим:

$$F_1 = \frac{Fh_1}{h_2 \cos \gamma_2} \quad (31)$$

Усилия, действующие на шарниры A , находятся из суммы проекций сил на оси X и Y :

$$\sum F_{ix} = F_1 \sin \gamma_2 - F_{Ax} = 0 \quad (32)$$

$$F_{iy} = F_1 \cos \gamma_2 + F - F_{Ay} = 0 \quad (33)$$

Таким образом:

$$F_{Ax} = F_1 \sin \gamma_2 = F \frac{h_1}{h_2} \operatorname{tg} \gamma_2 \quad (34)$$

$$F_{Ay} = F_1 \cos \gamma_2 + F = F \left(1 + \frac{h_1}{h_2} \right) \quad (35)$$

Усилия, действующие на шарниры A :

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} \quad (35)$$

Действующее на звено 1 усилие направлено вдоль оси звена и равно F_1 .

Выражение для определения необходимого усилия со стороны выходного звена привода рабочих элементов схвата (или выходного звена передаточного механизма) в этом случае имеет следующий вид:

$$F_{II} = 2F_1 \sin \gamma_2 \eta, \quad (36)$$

где η – коэффициент полезного действия механизма схвата.

Найденные усилия используют для расчета необходимых размеров элементов схвата: губок, рычагов, шарниров, тяг и т.д.

2.4 Конструкции и расчет губок схвата

Для захватывания и удержания объекта выходные звенья передаточных механизмов схватов снабжают рабочими элементами, рабочая поверхность которых, в соответствии с рисунком 16 представляет собой плоскость, призму, боковую поверхность цилиндра или их комбинацию и др. Рабочие элементы в свою очередь снабжают накладками (губками) 1 (рисунок 16д). Их роль во взаимодействии рабочих элементов с объектом и в обеспечении высокого уров-

ня эксплуатационных характеристик велика. Выбором материала накладок с повышенным коэффициентом трения может быть существенно увеличена несущая способность схвата без всяких изменений остальных частей. Накладками из теплоизолирующих материалов может быть снижен нагрев схвата при работе с горячими заготовками. Влияние износа в зонах контакта на точность захвата объекта может быть значительно уменьшено если накладки являются сменными.

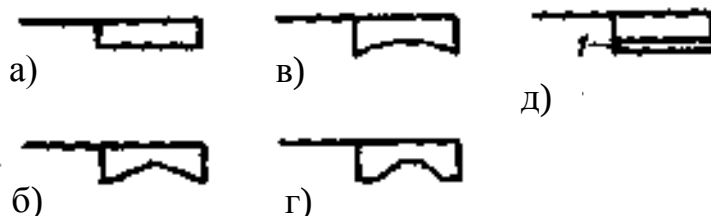


Рисунок 16 – Примеры видов рабочих поверхностей рабочих элементов

Губки схвата контактируют с объектом, и их конструкция во многом определяет точность и надежность работы схвата. При конструировании следует учитывать, что на губки действуют значительные нормальные усилия и силы инерции, которые сдвигают губки со своего места. С другой стороны, губки должны обеспечить наибольшую силу трения, что позволяет уменьшить размеры элементов схвата. Поэтому в конструкции крепления губок необходимо предусмотреть их жесткую фиксацию, выполнение губок с высокой твердостью и возможностью их быстрой и легкой замены.

На рисунке 17 показаны способы фиксации губок в рычагах схвата. Как показано на рисунках 17а и 17б губка 1 базируется в рычаге схвата своим наружным диаметром и крепится винтом 2. Базирование по посадке в пазу рычага 2 и закрепление винтом 3 губки 1 прямоугольной формы приведено на рисунке 17в. Для повышения производительности роботов применяют конструкцию схвата, позволяющую загружать детали типа тел вращения во вращающиеся патроны, соответствующую рисунку 17г. Губки в виде роликов 1, закреплены на осях 3 в рычагах схвата 2.

Эти губки могут использоваться также для ориентирования объектов, имеющих дисбаланс относительно оси: под действием силы тяжести детали сами поворачиваются в роликах.

Губки изготовляют из сталей марок 65Г, 60С2, 28А, У10А с твердостью $\geq 55\text{HRC}$. Коэффициент трения f для губок с рифлением $0,3 \div 0,4$, для губок без рифления $0,12 \div 0,15$. На рисунке 18 и в таблице 2 приведены конструкция и размеры губок (с рифлением) прямоугольной и круглой формы.

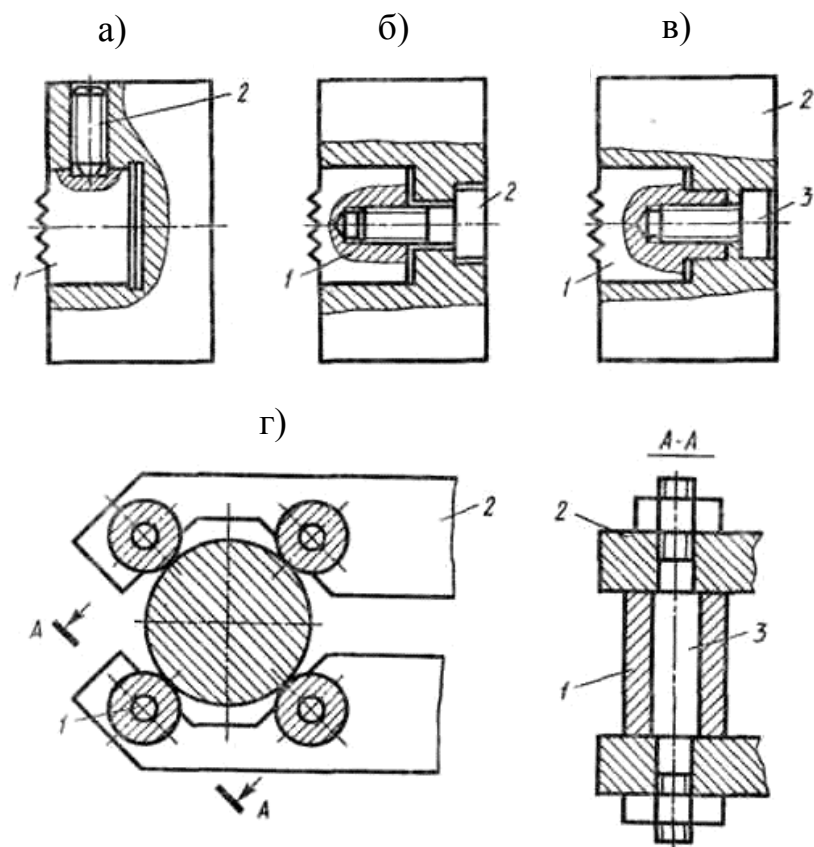


Рисунок 17 – Способы фиксации губок в рычагах схвата

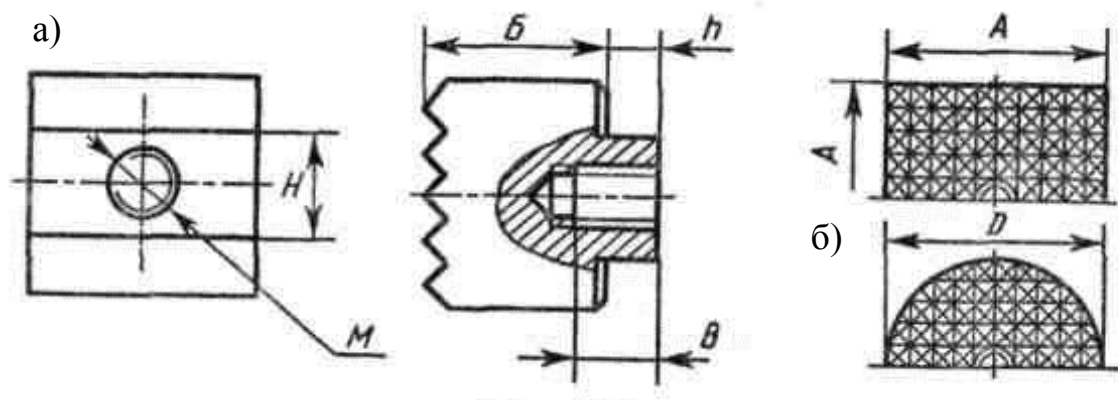


Рисунок 18 – Конструкция губок (с рифлением) прямоугольной и круглой формы

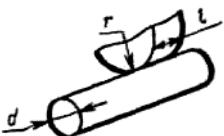
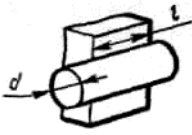
Таблица 2 – Размеры губок (с рифлением) прямоугольной и круглой формы

Типоразмер	Размеры, мм					
	D или A	Б	М	В	Н	h
1	10	10	M5	6	10	4
2	15	10	M5	6	10	4
3	20	12	M6	6	12	5

4	30	14	M8	8	14	6
5	40	14	M8	8	14	6

Определяют размеры губок на основании расчета на контактную прочность, с использованием данных таблицы 3.

Таблица 3 – Схемы и расчетные формулы для определения контактной прочности губок схвата

Схема контакта	Расчетная Формула
	$\sigma = 0,418 \sqrt{\frac{FE_{\text{пп}}}{l} \left(\frac{2}{d} + \frac{1}{r} \right)}$
	$\sigma = 0,418 \sqrt{\frac{FE_{\text{пп}}}{l} \left(\frac{2}{d} - \frac{1}{r} \right)}$
	$\sigma = 0,418 \sqrt{\frac{2FE_{\text{пп}}}{ld}}$
	$\sigma = m^3 \sqrt{\frac{FE_{\text{пп}}^2}{r^2}} \text{ при } \frac{d}{2} < r$

Примечания: F – сила, действующая в местах контакта рабочих элементов схвата с объектом, Н; приведенный модуль упругости материалов губок схвата и объекта $E_{\text{пп}} = \frac{2E_{\text{г}}E_{\text{о}}}{E_{\text{г}} + E_{\text{о}}}$, МПа; d – диаметр объекта, мм; l – соответствующий размер губок схвата, мм; r – радиус губок схвата, мм; m – коэффициент, значения которого приведены в таблице 4 и определяются отношением наименьшего и наибольшего диаметров соприкасающихся поверхностей.

Таблица 4 – Значения коэффициента m в зависимости от отношения $\frac{2r}{d}$

$\frac{2r}{d}$	m	$\frac{2r}{d}$	m
1,0	0,388	0,4	0,536
0,9	0,4	0,3	0,6
0,8	0,42	0,2	0,716
0,7	0,44	0,15	0,8
0,6	0,468	0,10	0,97

0,5	0,49	0,05	1,98
-----	------	------	------

2.4.1 Геометрические параметры рабочих элементов

Основными параметрами рабочих элементов, как показано на рисунке 19, являются: угол 2α раскрытия рабочего элемента, длина C и ширина b .

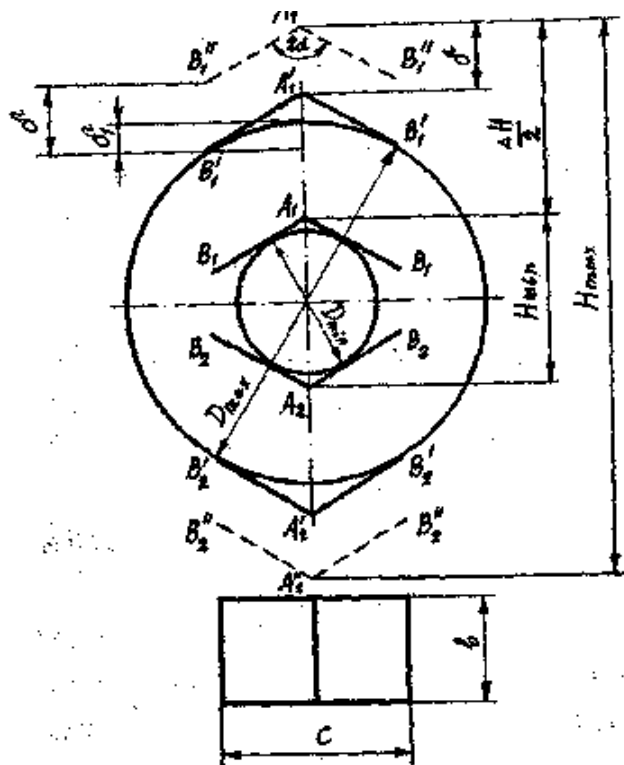


Рисунок 19 – Схема для определения основных геометрических параметров рабочих элементов

Угол α выбирают из диапазона допустимых значений. Наибольшее значение угла $\alpha_{\max} = 80^\circ$ принимают из условия отсутствия заклинивания объекта при захватывании. Наименьшее значение угла определяют из условия нормального захватывания объектов с заданным отношением минимального $R_{\min}$ и максимального $R_{\max}$ радиусов. В большинстве случаев – $\alpha = 60^\circ$, реже – $\alpha = 45^\circ$:

$$\alpha_{\min} = \arccos \sqrt{\frac{R_{\min}}{R_{\max}}} \quad (37)$$

Длину C рабочего элемента выбирают с учетом следующих требований:

- минимальный размер R при захватывании объекта;
- крайние точки B_1 и B_2 рабочих элементов не должны соприкасаться друг с другом при захватывании объекта размером $R_{\min}$, а при захватывании объекта максимального размера $R_{\max}$ крайние точки B_1 и B_2 рабочих элементов не должны вступать в контакт с объектом. Поэтому размер C выбирают из условия:

$$2R_{\max} \cos \alpha \leq C \leq \frac{2R_{\min}}{\cos \alpha} \quad (38)$$

Для уменьшения габаритов рабочего элемента размер C рекомендуется выбирать близким к минимальному значению.

Ширину b рабочих элементов находят из условия контактной прочности $\sigma_K < [\sigma]_D$:

$$\frac{b}{2} = 0,0304 \sqrt{\frac{N \rho_{PP}}{l E_{PP}}}, \quad (39)$$

где N – нормальная сила в месте соприкосновения объекта с рабочими элементами;

l – длина контактной линии;

ρ_{PP} – приведенный радиус кривизны соприкасающихся тел:

$$\frac{1}{\rho_{PP}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}, \quad (40)$$

где ρ_1 и ρ_2 – радиусы кривизны соприкасающихся тел (знак плюс – для внешнего контакта тел, минус – для внутреннего контакта).

Толщину a рабочего элемента (рисунок 20) находят из условия изгибной прочности:

$$\sigma_{H \max} = \frac{N \frac{R_{\max}}{W} \operatorname{tg} \alpha}{W} \leq [\sigma]_{HD} \quad (41)$$

Размер a рабочего элемента находят из выражения:

$$a \geq \sqrt{\frac{6NR_{\max}}{b[\sigma]_{HD} \operatorname{tg} \alpha}} \quad (42)$$

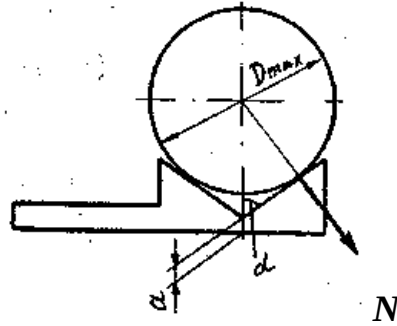


Рисунок 20 – Схема определения толщины a рабочего элемента

Поперечное сечение рычагов схвата определяют на основании расчета на изгиб в опасном сечении, которым, как правило, является место установки шарнира. Критерием удовлетворительных размеров сечения является отношение:

$$\sigma_{И\max} = \frac{M_{И}}{W} \leq [\sigma]_{ИД}, \quad (43)$$

где $M_{И}$ – действующий в опасном сечении изгибающий момент, Н-м;

W – момент сопротивления сечения изгибу, мм^3 ;

$[\sigma]_{И} = (0,4...0,5)\sigma_T$ – допускаемое напряжение изгиба, МПа.

Ширина рычагов принимается из конструктивных соображений.

Шарниры схвата рассчитывают на срез и смятие. Для определения диаметра шарнира (мм) используют выражение:

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\tau_{ср}\pi}}, \quad (44)$$

где F – усилие, действующее на шарнир; Н;

$\tau_{ср} = (0,2...0,3)\sigma_T$ – допускаемое напряжение среза, МПа;

длину рабочей части шарнира определяют из соотношения:

$$l = \frac{F}{\pi d[\sigma]_{см}}, \quad (45)$$

где $[\sigma]_{см} = (0,4...0,6)\sigma_T$ – допускаемое напряжение смятия, МПа.

3 Выбор типа привода

Тип привода выбирают исходя из компоновочного решения и требуемых усилий. Компоновочное решение для электромеханических схватов выбирают с учетом ограничений на габаритные размеры и на кинематику движений рабочих элементов, высокой редукции при передаче движения от электродвигателя к рабочим элементам и специальных мер для сохранения усилия захватывания при его отключении.

Большие передаточные отношения получают, используя передаточные механизмы: зубчатые, планетарные, волновые, червячные, винтовые и др. Это способствует значительному усложнению конструкции схвата, увеличению массы и снижению его надежности. Применение самотормозящих передач (червячных, винтовых, дифференциальных и др.), примеры которых приведены на рисунке 21, позволяет получать большие передаточные отношения при небольшом усложнении конструкции схвата и увеличении его массы.

В таких схватах усилие захватывания – неограниченно, а отключение электродвигателя не приводит к изменению фиксированных положений рабочих элементов. Ограничение несущей способности схвата определяется условиями сохранения прочности.

Для создания стабильного усилия захватывания и его сохранения в схватах без самотормозящих передач, приведенных на рисунке 22, в кинематическую цепь между двигателем и рабочими элементами вводят упругие элементы 1 (рисунок 22а) или тормозные устройства 1 (рисунок 22б).

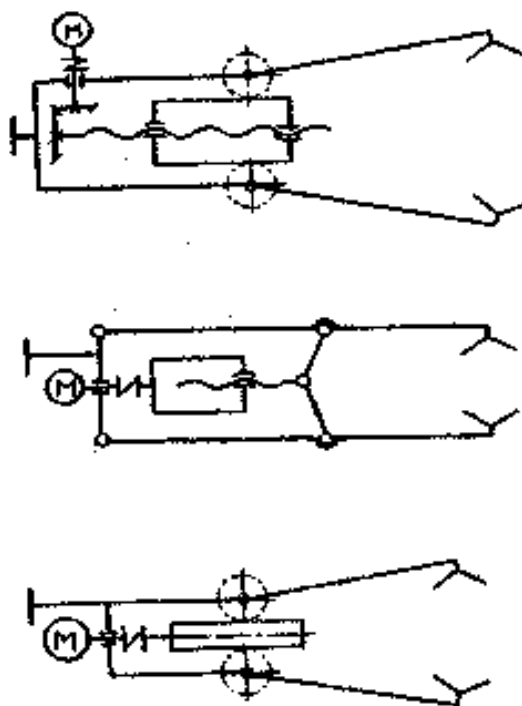


Рисунок 21 – Примеры схватов с самотормозящими передачами

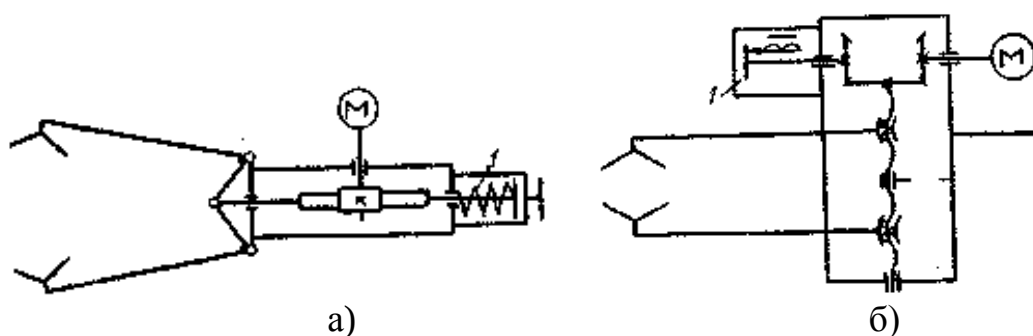


Рисунок 22 – Примеры схватов без самотормозящих передач

Двигатели для перемещений рабочих элементов схватов по функциональным возможностям делят на три группы:

- с неограниченным перемещением выходного звена (электродвигатели);
- с ограниченным перемещением выходного звена (пневмоцилиндры и неполноповоротные пневмодвигатели);
- с малым перемещением выходного звена (мембранные двигатели).

Первую группу двигателей следует применять в схватах, с широким диапазоном размеров (используемых для захватывания) объектов. Вторую группу – в схватах для объектов с относительно небольшим диапазоном размеров. Третью группу – в узкодиапазонных схватах.

По типу используемого энергоносителя применяемые в схватах двигатели делят на пневматические, гидравлические и электрические.

Кроме того, в качестве привода используют электромагниты. В соответствии с рисунком 23 сжатие схвата происходит при подаче напряжения на обмотку 1 электромагнита 2, раскрытие – под действием пружины 3.

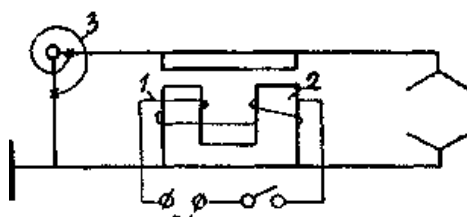


Рисунок 23 – Электромагнитный привод рабочих элементов схвата

Электродвигатель привода схвата выбирают по требуемой мощности, Вт:

$$P = \frac{KNv}{\eta} = \frac{KNS}{\eta t},$$

где N – эквивалентная сила, действующая на один рабочий элемент;

K – число рабочих элементов;
 v – скорость перемещения рабочих элементов:

$$v = \frac{S}{t}; \quad (46)$$

S – ход рабочих элементов:

$$S = \sum_{i=1}^n S_i \quad (47)$$

или

$$S = \frac{w_{ДВ} t}{u},$$

где $w_{ДВ}$ – угловая скорость вала двигателя;

t – время перемещения рабочих элементов;

u – передаточное отношение привода и механизма схвата;

η – к.п.д. привода рабочих элементов схвата.

Компоновка схватов с пневмоприводом рабочих элементов является более простой, что обусловлено отсутствием в них сложных преобразователей движения.

Пневмоцилиндр выбирают по усилию на его штоке:

$$P_{шт} = \frac{KN}{u\eta} \quad (48)$$

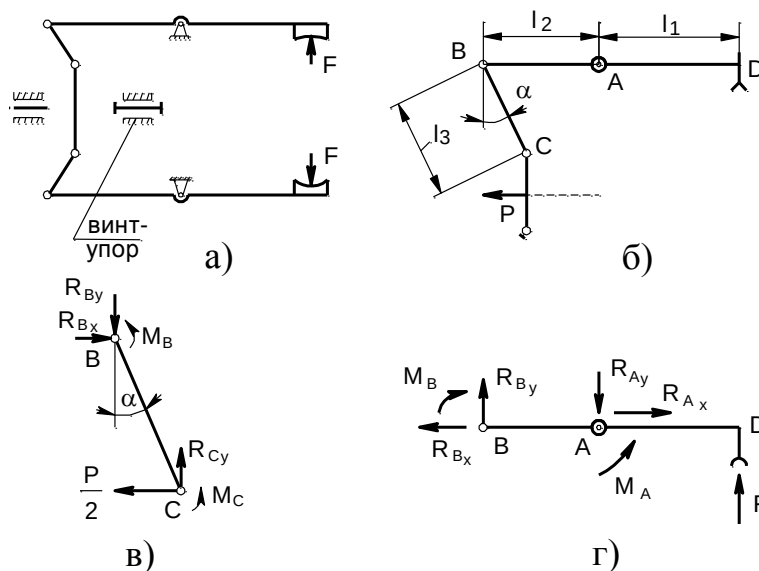
Длину хода поршня цилиндра определяют из условия:

$$h_{хп} = \frac{S}{u} \quad (49)$$

Скорость поршня:

$$V_{п} = Vu \quad (50)$$

Передаточные отношения и к.п.д. определяют на основании анализа схемы ЗУ. На рисунке 24 представлены кинематическая, расчетная и силовые (для звеньев) схемы рычажно-стержневого ЗУ.



а) кинематическая схема; б) расчетная схема; в) схема сил и моментов на звене BC; г) схема сил и моментов на звене BD.

Рисунок 24 – Схемы рычажно-стержневого ЗУ

Схват характеризуется силовым передаточным отношением [12 МПР2]:

$$K_P = \frac{F}{P}, \quad (51)$$

где F – сила захватывания объекта;

P – усилие на выходном звене привода.

Из условия равенства работ на входе и выходе механизма схвата:

$$\delta_F F = \delta_P P \eta, \quad (52)$$

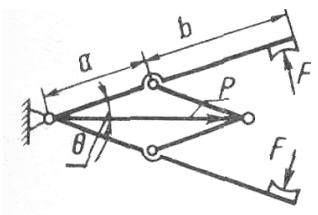
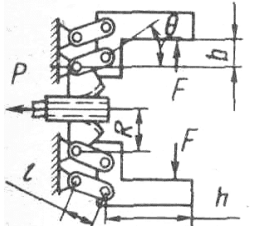
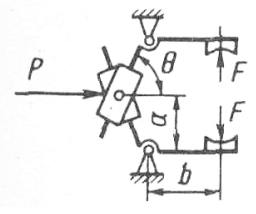
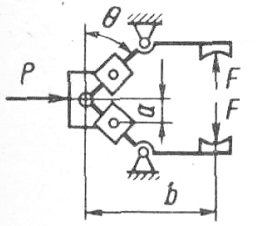
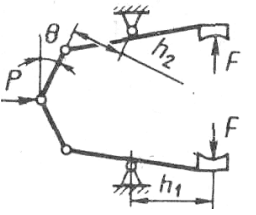
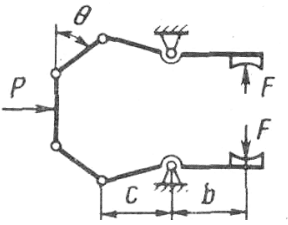
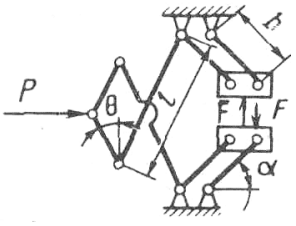
следует, что:

$$K_P = \frac{\delta_P}{\delta_F} \eta = \frac{\eta}{u}, \quad (53)$$

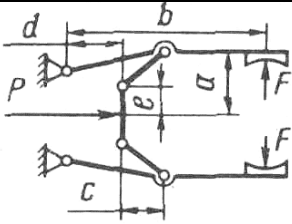
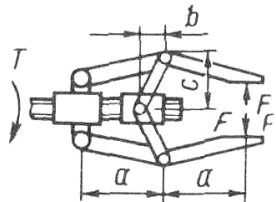
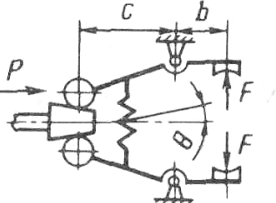
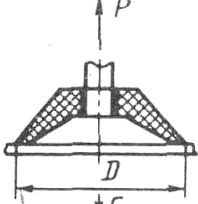
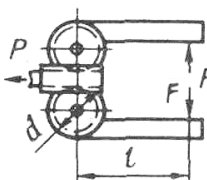
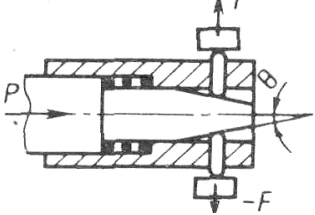
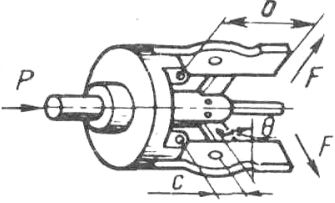
где δ_F и δ_P – перемещения соответственно губок и исполнительного звена приводного механизма.

Кинематические схемы ЗУ и соответствующие им значения коэффициента K_P передачи усилия в функции основных геометрических параметров приведены в таблице 5.

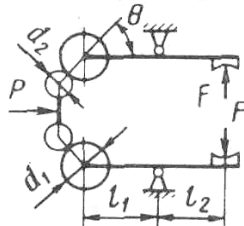
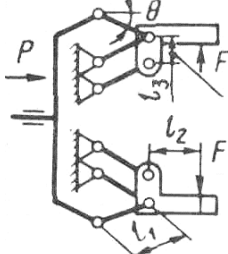
Таблица 5 – Кинематические схемы захватных устройств и значения коэффициента K_P

Схемы ЗУ	Значения K_P
	$\frac{P}{F} = \frac{a+b}{a \sin \theta}$
	$\frac{P}{F} = \frac{2l}{R} \cos \theta$
	$\frac{P}{F} = \frac{2b}{a} \operatorname{tg} \theta$
	$\frac{P}{F} = \frac{2b}{a} \cos^2 \theta$
	$\frac{P}{F} = \frac{h_1}{h_2}$
	$\frac{P}{F} = \frac{2b}{c} \operatorname{tg} \theta$
	$\frac{P}{F} = \frac{b \sin \theta \sin \alpha}{l \sin \alpha \cos(\alpha + \theta)}$

Продолжение таблицы 5

	$\frac{P}{F} = \frac{2bc}{e(d+c)}$
	$\frac{T}{F} = \frac{2ab}{\pi c}$
	$\frac{P}{F} = \frac{2b}{c} \operatorname{tg} \theta$
	$\frac{P}{F} = \frac{4}{\pi D^2}$
	$\frac{P}{F} = \frac{4l}{d}$
	$\frac{P}{F} = 3 \operatorname{tg} \theta$
	$\frac{P}{F} = \frac{3b}{c} \operatorname{tg} \theta$

Продолжение таблицы 5

	$\frac{P}{F} = 2 \frac{l_2 \cos \theta}{l_1 \sin \theta}$
	$\frac{P}{F} = \frac{l_2}{l_3 \cos^2 \theta}$

В соответствии с рисунком 24б:

$$\delta y_D = \delta y_B \left(\frac{l_1}{l_2} \right) \quad (54)$$

$$y_B = x_C \operatorname{ctg} \alpha, \quad (55)$$

где δy_D , δy_B – элементарные перемещения шарниров **D** и **B** вдоль оси **Y** соответственно;

α – угол между вертикалью (осью **y**) и прямой проходящей через оси шарниров **B** и **C**.

В предположении абсолютной жесткости звеньев и с учетом того, что наибольшее усилие на пальце **F** при зажиме объекта соответствует малым углам α ($\operatorname{tg} \alpha = \alpha$), кинематическое передаточное отношение рычажного механизма:

$$u = \frac{\delta y_D}{\delta x_C} = \alpha \left(\frac{l_1}{l_2} \right), \quad (56)$$

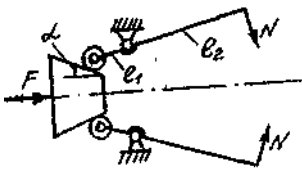
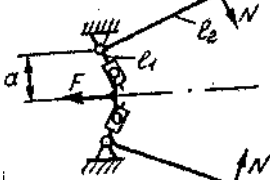
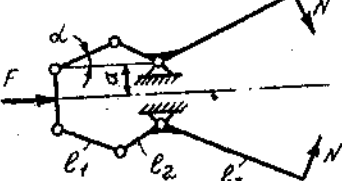
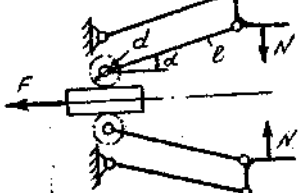
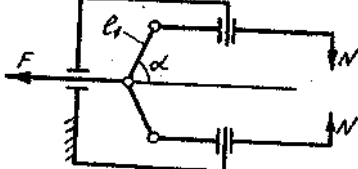
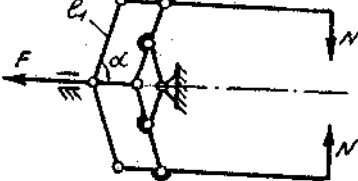
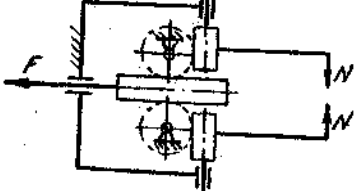
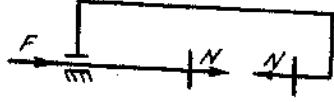
где δx_C – элементарное перемещение шарниров **C** вдоль осей **X**.

Выражения для определения передаточных отношений соответствующих различным механизмам схвата приведены в таблице 6

Коэффициент полезного действия упрощенно можно определить из соотношения кинематического и силового передаточных отношений.

Геометрические размеры шарниров определяют исходя из действующих на них сил, получаемых из условий равновесия соответствующих звеньев по расчетным схемам.

Таблица 6 – Передаточные отношения механизмов захватных устройств

Кинематическая схема ЗУ	Кинематическое передаточное отношение
	$u = \frac{l_1}{l_2 \operatorname{tg} \alpha}$
	$u = \frac{l_1}{l_2}$
	$u = \frac{a}{l_2 l_3} \operatorname{tg} \alpha$
	$u = \frac{d}{2l \cos \alpha}$
	$u = \operatorname{tg} \alpha$
	$u = \operatorname{tg} \alpha$
	$u = 1$
	$u = 1$

4 Крепление захватных устройств

Типы, номенклатура основных параметров, присоединительные размеры захватных устройств приведены в ГОСТ 26063 – 84. Для мест крепления ЗУ рекомендуются два исполнения: сменные и быстросменные. Жесткое крепление сменных захватных устройств выполняют при помощи, например, фланцевого соединения, исполнения которого отличаются геометрией фланцев и количеством резьбовых отверстий для соединения. При первом исполнении фланцы круглой формы имеют 7 (или 4) отверстий диаметром d для резьбового соединения, при втором квадратные фланцы имеют 4 таких отверстия. В соответствии с рисунком 25, на исполнительном устройстве фланец выполняют с центрирующим отверстием диаметром d и с резьбовыми отверстиями диаметром d_1 , равномерно расположенными по окружности диаметра D_1 , для крепления рабочего органа. Фланцы бывают двух исполнений. На рабочем органе фланец выполняют с центрирующим выступом диаметром D и с отверстиями диаметром d , расположенными равномерно по окружности диаметра D_1 , для его крепления к фланцу исполнительного устройства. Соответственно фланцы рабочего органа также бывают двух исполнений.

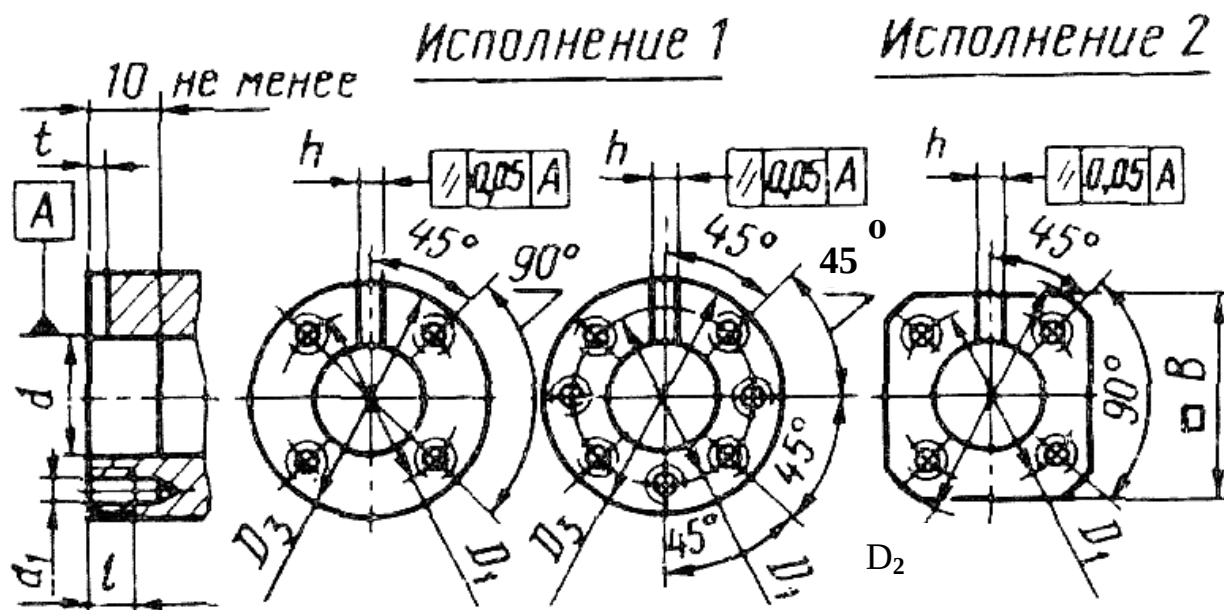


Рисунок 25 – Фланцы жесткого крепления сменных захватных устройств

Присоединительные размеры фланцев исполнительного устройства и рабочих органов приведены в таблице 7.

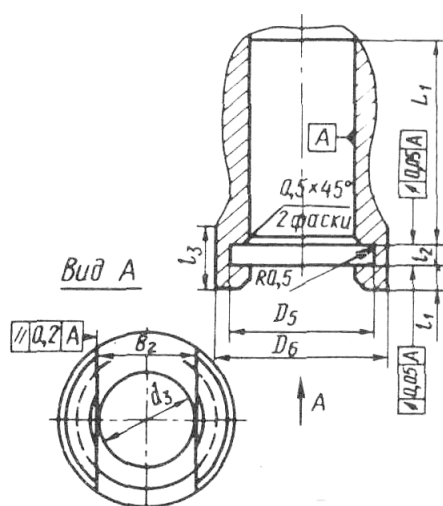
Таблица 7 – Присоединительные размеры фланцев (рисунок 25)

Наименование размера		Значение							
d (пред. откл. по Н9)		10	20	40	60	90	120	160	200
D_1 (пред. откл. по h 12)		18	30	52	76	110	140	184	232
$\frac{d_p}{(d)}$		$\frac{M4}{(4,5)}$	$\frac{M5}{(5,5)}$	$\frac{M6}{(6,6)}$	$\frac{M8}{(9,0)}$	$\frac{M10}{(11)}$	$\frac{M10}{(11)}$	$\frac{M12}{(14)}$	$\frac{M16}{(18)}$
l (не менее)		6	7	9	12	15	15	18	24
D_2		30	40	60	90	144	180	240	300
D_3 (не менее)		26	40	64	92	130	160	208	264
h (пред. откл. по Н9)		3	4	5	6	8	8	10	12
t		2	2	3	3	4	4	5	5
Кол-во отвер- стий	исполн. I	4				7			
	исполн. II	4							
B (сторона квадрата)		20	30	48	68	110	140	182	230

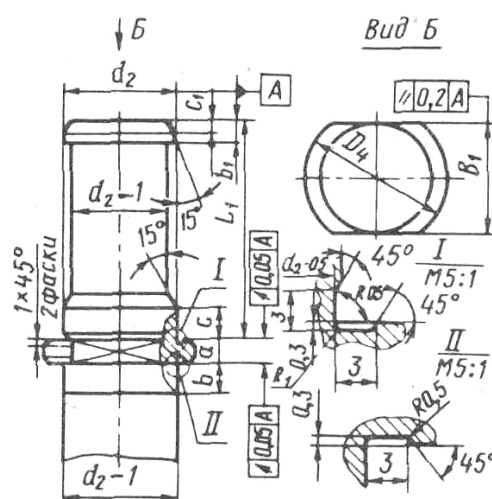
Быстросменные и автоматически сменяемые рабочие органы крепят при помощи защелок, винтов, магнитов и байонетных соединений.

При установке хвостовик 2 рабочего органа (РО), как показано на рисунке 26, вводят в гнездо 1, выполненное на исполнительном устройстве. Одновременно с этим отжимают упор 3, фиксирующий исполнительный орган от углового поворота. Затем РО поворачивают на 90° , а упор 3 заскакивает в отверстие на фланце РО. Для смены рабочего органа необходимо отжать упор 3, повернуть РО на 90° и вынуть из гнезда.

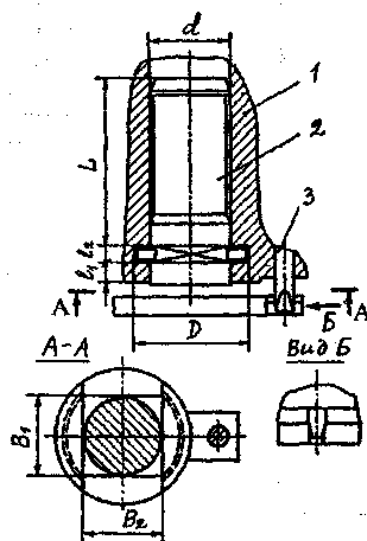
Конструкция и размеры приспособлений для угловой фиксации ЗУ по отношению к руке зависят от конструкции руки и не регламентируются. Основные размеры механизма крепления приведены в таблицах 8 и 9.



а)



б)



в)

а) – гнездо для установки быстросменного ЗУ; б) – хвостовик быстросменного ЗУ; в) – их соединение.

Рисунок 26 – Байонетное крепление рабочего органа (схвата)

Таблица 8 – Размеры гнезда байонетного замка (рисунок 26а)

Размеры в миллиметрах

Наименование размера	Значение				
d_3	20	30	40	50	60
D_5	33	45	57	69	81
D_6	42	55	68	80	92
B_2	21	31	41	51	61
l_1	7	9			11
l_2	6	8			10
l_3	20	25			30
L_1	40	60	85	100	120

Предельные отклонения:

d_3 по Н9; $D_5 \pm 0,2$; $l_2 \pm 0,5$

Таблица 9 – Размеры хвостовика байонетного замка (рисунок 26б)

Размеры в миллиметрах

Наименование размера	Значение				
d_2	20	30	40	50	60
D_4	32	44	56	68	80
L_1	40	60	85	100	120
a	6	8			10
b	8	10			12
c	8	10	12		
e_1	20	30	40	50	60
b_1	6,0	7,5	8,0		
c_1	5	6			

Предельные отклонения:

d_2 по h8; $a - 0,5$

На рисунке 27 показан механизм крепления сменного ЗУ манипулятора, выполненный в виде цилиндрического шпинделя 4 с двумя штырями 6 и двумя полукруглыми пазами 5. Этот механизм оснащен двумя поворотными подпружиненными рычагами 1, защелками 2, стремящимися войти в щелевидные прорези втулки 3 корпуса захватного устройства. Внутри шпинделя расположен валик с квадратным наконечником 7, передающий крутящий момент от электропривода на механизм перемещения рабочих элементов схвата.

При соединении ЗУ к манипулятору шпиндель 4 вводят во втулку 3. При этом защелки 2 отжимаются, выдавливаясь из щелевидных прорезей

корпуса. Поворот шпинделя обеспечивает попадание штырей 6 в байонетные прорези 8. При перемещении шпинделя штыри 6 перемещаются вдоль горизонтальных и вертикальных участков прорезей 8, а защелки 2 западают в пазы 5, фиксируя схват на шпинделе по углу поворота.

Для освобождения захватного устройства из шпинделя манипулятор вводит его в гнездо магазина и опускает до упора рычагов 1 в элементы гнезда. Под действием осевого усилия руки, рычаги поворачиваются и раскрывают защелки 2. Затем дают команду на поворот шпинделя и его подъем с целью выведения штырей 6 из байонетных прорезей 8.

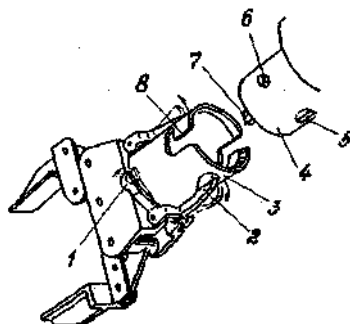


Рисунок 27 – Схема крепления быстросменного ЗУ

Выбор типоразмера конструкции крепления ЗУ к руке необходимо выполнять с учетом действующих в соединении осевых нагрузок, крутящих и изгибающих моментов, допустимые значения которых приведены в таблицах 10 и 11.

Таблица 10 – Допустимая осевая нагрузка в местах крепления быстросменных ЗУ

$d_3 (d_2)$, мм	20	30	40	50	60
Осевая нагрузка, кН	12	25	34	43	65

Таблица 11 – Допустимые крутящие и изгибающие моменты в местах крепления сменных ЗУ

Диаметр базового отверстия, мм	Наибольший крутящий момент, Н·м		Наибольший изгибающий момент, Н·м	
	исполнение		исполнение	
	I	II	I	II
10	4	4	20	20
20	12	12	50	50
40	30	30	140	140
60	80	80	400	400
90	310	180	1300	800
120	400	230	1700	1100
160	770	440	3300	2200
200	1845	1050	7800	5200

5 Пример расчета ЗУ

Рассчитать схват со следующими характеристиками: масса объекта манипулирования 60 кг, максимальное ускорение схвата 5 м/с^2 . При перемещении ось заготовки может располагаться горизонтально и вертикально, причем ускорение по направлению может совпадать с направлением силы тяжести. Диаметр заготовки может колебаться от 60 до 200 мм.

Так как схват может занимать как вертикальное, так и горизонтальное положение, принимаем способ удерживания заготовки за счет сил трения с базированием призмами. Учитывая, что заготовка стальная, выбираем механический тип ЗУ. Схват должен обеспечивать большой диапазон перемещений. Ввиду высоких требований к точности установки принимаем схему, изображенную на рисунке 28, обеспечивающую поступательное перемещение губок, и, следовательно, точное базирование заготовки в осевом направлении при различных ее диаметрах.

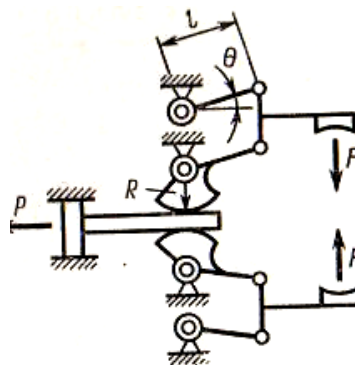


Рисунок 28 – Кинематическая схема выбранного типа захватного устройства

Усилие удерживания заготовки:

$$F = \frac{m(g + a)}{2\mu} K_2 = \frac{60(10 + 5)}{2 \cdot 0,15} 1,3 = 3900 \text{ Н},$$

где $\frac{1}{2\mu}$ – соответствует коэффициенту K_1

Усилие привода:

$$F_{\Pi} = Fi,$$

где $i = \frac{2l \cos \theta}{R}$.

Из конструктивных соображений принимаем $l = 150 \text{ мм}$.

Угол θ определим исходя из максимального перемещения

$$S = \frac{D_1 - d_2}{2} + \Delta = \frac{200 - 60}{2} + 20 = 90 \text{ мм},$$

где $D_1 = 200 \text{ мм}$ — максимальный диаметр заготовки;

$d_2 = 60 \text{ мм}$ — минимальный диаметр заготовки;

$\Delta = 20 \text{ мм}$ — дополнительный ход, необходимый для выхода призмы от поверхности заготовки:

$$\sin \theta = \frac{S}{l} = \frac{90}{150} = 0,6; \quad \theta = 36^\circ 22' 39''$$

Радиус зубчатого колеса определяется из расчета зубчато-реечной передачи на изгиб:

$$m = 143 \sqrt{\frac{y_F K_{F\beta} T}{z^2 \Psi_{bd} \sigma_{FP}}}$$

где $y_F = 4,26$ — коэффициент формы зуба;

$K_{F\beta} = 1,08$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца;

$T = F_\mu$; $z = 17$ — число зубьев;

$\Psi_{bd} = b/d = 0,6$ — коэффициент ширины венца;

$\sigma_{FP} = 320 \text{ МПа}$ — допускаемое напряжение при расчете зубьев на изгибную прочность (сталь 40ХН, термообработка поверхностная токами высокой частоты, $K_{FL} = 1$).

Тогда:

$$m = 143 \sqrt{\frac{4,26 \cdot 1,8 \cdot 3900 \cdot 0,15}{17^2 \cdot 0,6 \cdot 320}} = 6,05$$

Принимаем $m = 6 \text{ мм}$, тогда

$$R = \frac{mz}{2} = \frac{6 \cdot 17}{2} = 51 \text{ мм};$$

$$F_{II} = \frac{2Fl \cos \theta}{R} = \frac{2 \cdot 3900 \cdot 150 \cdot 0,83}{51} = 19019 \text{ Н}$$

Площадь поршня гидроцилиндра определяем, приняв за номинальное давление из рекомендуемых ГОСТ 6540-68 значений, равное 10 МПа:

$$d = \sqrt{\frac{4F_{II}}{P\pi\eta_{II}\eta_C}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 19019}{10 \cdot \pi \cdot 0,87 \cdot 0,93}} = 54,7 \text{ мм (КПД?????)}$$

Принимаем $d = 63$ мм.

Ширину губок определяем по контактным напряжениям $b=l$ (см. таблицу 4.4):

$$b = 0,418^2 \frac{FE_{II}}{\sigma^2} \left(\frac{2}{d} - \frac{1}{r} \right) = 0,418^2 \frac{3900 \cdot 2 \cdot 10^5}{650^2} \left(\frac{2}{60} - \frac{1}{200} \right) = 9,1 \text{ мм}$$

где $E = 2 \cdot 10^5$ МПа — модуль упругости материала;

$[\sigma]_H = 650$ МПа (сталь 40X, термообработка — улучшение, $K_{HL} \leq 1$),

Принимаем величину b равной 10 мм.

Опасным сечением (h) пальца является сечение, сопрягаемое с зубчатым сектором, испытывающим изгиб:

$$h_I = \sqrt{\frac{6F(l-R)}{h_B[\sigma]_H}}$$

где h_I и h_B — горизонтальное и вертикальное сечения пальца, соответственно (из конструктивных соображений принимаем $h_B = 40$ мм);

$[\sigma]_H = 250$ МПа (сталь 40X - улучшение).

Тогда:

$$h_I = \sqrt{\frac{6 \cdot 3900(150 - 51)}{40 \cdot 250}} = 15,2$$

Принимаем толщину рычага схвата равной 20 мм.

Из конструктивных соображений принимаем расстояние между шарнирами $C = 60$ мм. Тогда усилие, действующее на шарниры,

$$F_{III} = \frac{F}{lC} = \frac{3900 \cdot 150}{60} = 9750 \text{ Н}$$

Диаметр шарниров выбираем исходя из расчета на срез ($[\tau]_{ср} = 120$ МПа — допускаемое напряжение среза для стали 45):

$$d_{III} = \sqrt{\frac{4F_{III}}{120\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9750}{120 \cdot \pi}} = 10,2 \text{ мм}$$

Принимаем $d_i = 10$ мм. Длина рабочей части шарнира l_{III} соответствует величине вертикального сечения пальца h_B и равна 40 мм.

Проверяем шарниры на смятие ($[\sigma]_{см} = 80$ МПа — допускаемое напряжение смятия для стали 45):

$$\sigma_{см} = \frac{2F_{III}}{\pi d_{III} l_{III}} = \frac{2 \cdot 9750}{\pi \cdot 10 \cdot 50} = 12,4 \text{ МПа} < 80 \text{ МПа}$$

Для заданных параметров схвата при проектировании используем следующие размеры: диаметр шарниров — 10 мм, размеры рычагов — 150 х 30 х 50 мм, диаметр гидроцилиндра — 50 мм.

Список использованных источников

- 1 Белянин, П. Н. Промышленные роботы и их применение : робототехника для машиностроения / П. Н. Белянин.- 2-е изд., перераб. и доп. - М. : Машиностроение, 1983. - 312 с.
- 2 Козырев, Ю. Г. Промышленные роботы : справочник / Ю. Г. Козырев.- 2-е изд., перераб. и доп. - М. : Машиностроение, 1988. - 392 с.
- 3 Егоров, О. Д. Механика и конструирование роботов : учеб. для вузов / О. Д. Егоров. - М. : Станкин, 1997. - 510 с.
- 4 Проектирование металлорежущих станков и станочных систем справ.-учебник: в 3 т. / под общ. ред. А. С. Проникова . - М. : МГТУ им. Н.Э. БауманаМашиностроение, 1994 -Т. 1 : Проектирование станков. - 1994. - 444 с. - ISBN 5-703801261-5. - ISBN 5-217-01246-3.