

**Министерство образования Республики Беларусь**

**Учреждение образования  
«Гомельский государственный технический  
университет имени П. О. Сухого»**

**Кафедра «Металлургия и технологии обработки материалов»**

# **КУЗНЕЧНО-ШТАМПОВОЧНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ: РАСЧЕТ ГЛАВНЫХ ВАЛОВ КРИВОШИПНЫХ МАШИН**

## **ПРАКТИКУМ**

**для студентов специальностей 1-36 01 05 «Машины  
и технология обработки материалов давлением»  
и 1-42 01 01 «Металлургическое производство  
и материалобработка (по направлениям)»  
специализации 1-42 01 01-02 01  
«Обработка металлов давлением»  
дневной и заочной форм обучения**

**Гомель 2023**

УДК 621.97.06(075.8)  
ББК 34.623я73  
К89

*Рекомендовано научно-методическим советом  
механико-технологического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого  
(протокол № 8 от 01.03.2022 г.)*

Составители: *В. Ф. Буренков, С. Н. Целуева, М. Ю. Целуев*

Рецензент: декан механико-технологического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого  
канд. техн. наук, доц. *И. Б. Одарченко*

**Кузнечно-штамповочное оборудование: расчет главных валов кривошипных машин** : практикум для студентов специальностей 1-36 01 05 «Машины и технология обработки материалов давлением» и 1-42 01 01 «Металлургическое производство и материалобработка (по направлениям)» специализации 1-42 01 01-02 01 «Обработка металлов давлением» днев. и заоч. форм обучения / сост.: В. Ф. Буренков, С. Н. Целуева, М. Ю. Целуев. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2023. – 56 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Приведены теоретические сведения и порядок проектирования главных валов кривошипных машин.

Для студентов специальностей 1-36 01 05 «Машины и технология обработки материалов давлением» и 1-42 01 01 «Металлургическое производство и материалобработка (по направлениям)» дневной и заочной форм обучения.

УДК 621.97.06(075.8)  
ББК 34.623я73

© Учреждение образования «Гомельский  
государственный технический университет  
имени П. О. Сухого», 2023

## ВВЕДЕНИЕ

Современная промышленность производит огромное количество различных изделий, наиболее полно удовлетворяющих потребности общества во всех сферах и областях его интересов.

Одним из способов изготовления как конечного продукта, так и комплектующих для изделий и объектов различной сложности, в том числе высокоточных, является штамповка. Методами штамповки получают детали и готовые изделия для приборостроения, ракетостроения, судостроения, автомобильной, тракторной, авиационной и оборонной промышленности, при изготовлении товаров народного потребления и пр. Детали автомобилей, тракторов, самолетов, турбин, тепловозов, бытовой техники и т.д. – это далеко не полный перечень изделий, в производстве которых более 50 % деталей изготавливаются штамповкой. Удельный вес штампованных деталей в основных отраслях составляет 60 % – 98 %. Штамповка широко востребована как недорогой, производительный и эффективный способ производства деталей широкой номенклатуры.

Все способы и операции штамповки реализуются на специализированном оборудовании, которое входит в состав такой группы промышленного станочного оборудования как “Машины и станки металлообрабатывающие – кузнечно-прессовые”. Наиболее распространенным в настоящее время кузнечно-прессовым оборудованием являются штамповочные автоматы, автоматизированные комплексы, оборудование для чистовой штамповки, а также кузнечно-прессовые машины (КПМ) с программным управлением (ЧПУ).

Широкое применение КПМ накладывает определенный отпечаток на их конструктивное исполнение и технические параметры, которые достигаются при решении сложных задач конструирования деталей и узлов КПМ. Важной задачей при конструировании и изготовлении КПМ является повышение их работоспособности, надежности и безопасности. Современным машиностроением накоплен значительный опыт проектирования и обоснования выбора того или иного типа конструкции какого-либо узла КПМ. Практические рекомендации по разработке и расчету элементов кривошипных машин основываются на анализе существующих конструкций КПМ, учитывают опыт их эксплуатации и известные количественные и качественные критерии. Имеющийся опыт конструирования и расчета элементов КПМ довольно велик по объему.

Главным вопросом при проектировании современных КПМ является обеспечение главных заданных характеристик и параметров машины. На основные параметры и размеры большинства универсальных КПМ имеются стандарты. Для других машин основные параметры выбираются на основании требований технологического процесса и опыта эксплуатации наиболее прогрессивного оборудования подобного типа. Очень важным при этом является характер изменения рабочих нагрузок на рабочем звене.

Главный вал является базовой деталью кривошипной машины, входящей в состав ее ведущего рабочего звена и во многом определяющей жесткость и надежность машины, поэтому расчет вала является обязательным при проектировании КПМ. Для определения оптимальных размеров главного вала целесообразно производить несколько вариантов расчета. Задача расчета состоит в выборе оптимального варианта и оценке расчетным путем степени влияния отдельных его параметров на прочность и эксплуатационные характеристики всей машины. Поэтому в данном практикуме большое внимание уделено обоснованию расчетных схем и подробному описанию методик и алгоритмов проектирования главных валов с пояснением причин и физической природы процессов, происходящих при работе главного вала в составе рабочего звена КПМ. Кроме того, в пособии приведено большое количество наиболее часто встречающихся расчетных схем, зависящих от типа главного вала и его привода, что позволяет значительно ускорить процесс проектирования главных валов и сократить количество ошибок при проектировании.

# 1 КОНСТРУКЦИИ ГЛАВНЫХ ВАЛОВ КРИВОШИПНЫХ МАШИН

**Главный вал** – наиболее ответственная деталь кривошипно-ползунного и кривошипно-коленного механизмов.

Главные валы в кривошипных машинах бывают различного конструктивного исполнения (рисунок .1.1):

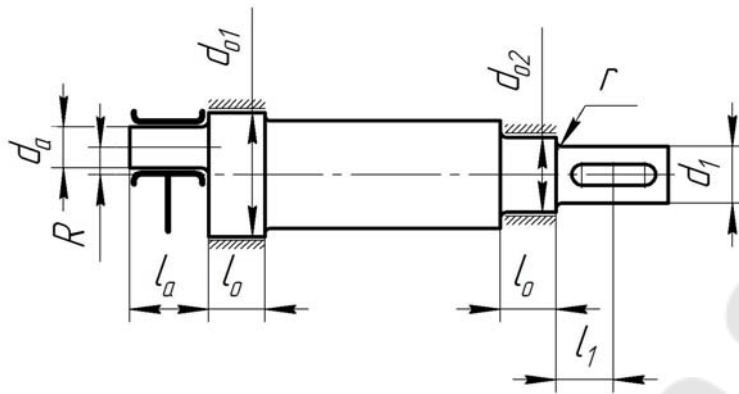
- *кривошипные;*
- *коленчатые;*
- *эксцентриковые;*
- *шестерне-эксцентриковый и шестерне-кривошипный привод.*

**Кривошипные валы** (рис.1.1, *а*) применяют в однокривошипных одностоечных прессах усилием  $< 1,6$  МН с регулируемым ходом ползуна. Такие валы в настоящее время применяют редко, так как они имеют пониженную жесткость из-за консольного расположения шатунной шейки, сложны в изготовлении и дорогостоящи.

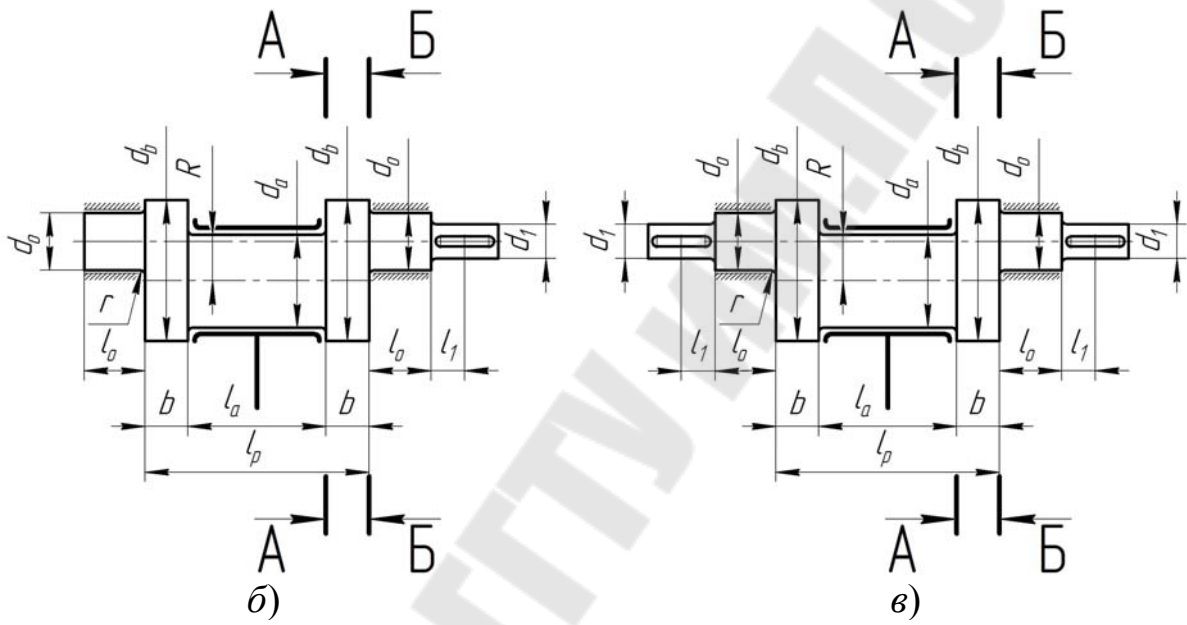
**Коленчатые валы:** *одноколенные* с одно- и двухсторонним приводом (рис.1.1, *б, в*) применяют в машинах с большим ходом ползуна (для объемной штамповки, КГШП с клиновым главным исполнительным механизмом, ГКМ), в гибочных машинах, автоматах, открытых двухстоечных листоштамповочных прессах; *двухколенные* (рис.1.1, *г*) – в машинах с номинальным усилием до 4 МН и увеличенным штамповым пространством вдоль фронта (листогибочных прессах, листовых ножницах, двухкривошипных открытых прессах и т. д.). Коленчатые валы могут быть двух- и трехпорными.

Коленчатые валы выполняют обычно с шатунной шейкой, заключенной между щек колена, а также в виде эксцентриковых валов, у которых шатунная шейка представляет утолщение. Кроме того, могут быть кривошипные валы, у которых шатунная шейка получается проточкой вала, диаметр которого равен диаметру опорной шейки. Опоры этих валов, применяемых в одностоечных прессах, располагаются по одну сторону от шатуна.

**Эксцентриковые** (рис.1.1, *д–ж*) валы являются разновидностью коленчатых и применяются в тяжело нагруженных машинах для объемной штамповки с усилием более 3 МН и ходом ползуна до 600 мм. Эксцентриковые валы обладают высокой жесткостью и прочностью, их применение (по сравнению с коленчатыми валами) позво-

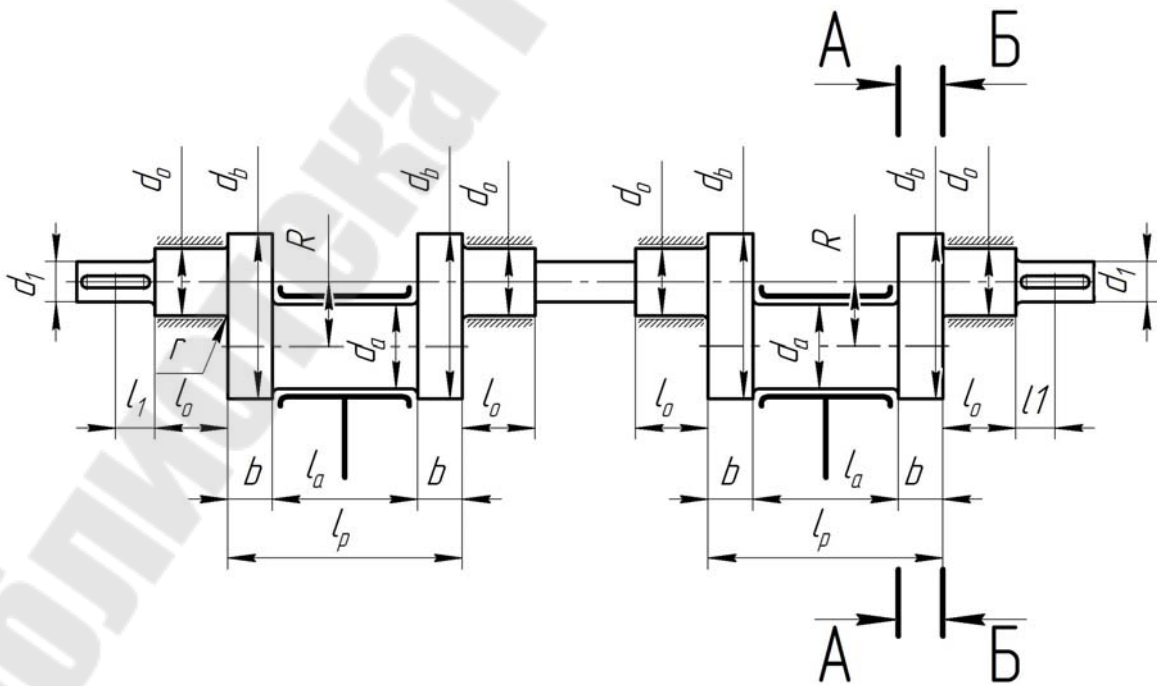


a)



б)

в)



г)



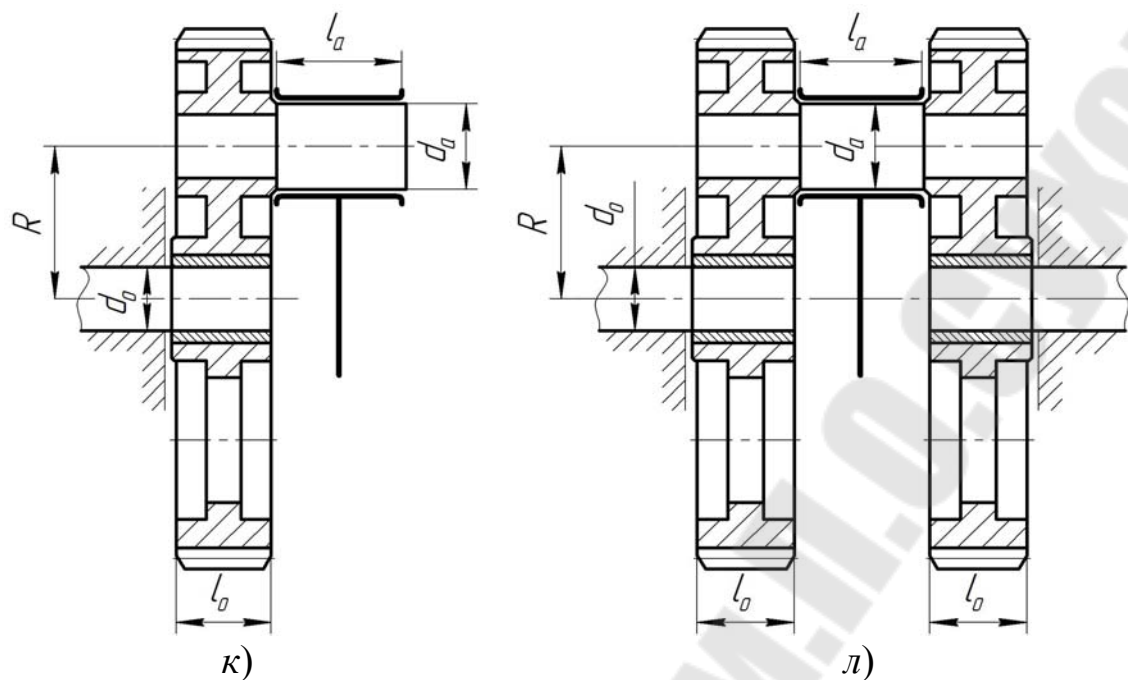


Рис. 1.1. Главные валы кривошипных машин:

*а* – кривошипный; *б, в* – одноколенный с одно- и двухсторонним приводом соответственно; *г* – двухколенный с двухсторонним приводом; *д, е* – эксцентриковый с двух- и односторонним приводом соответственно; *ж* – двухэксцентриковый с двухсторонним приводом; *з, и* – шестерне-эксцентриковый с одно- и двухсторонним расположением шестерен соответственно; *к, л* – шестерне-кривошипный с одно- и двухсторонним расположением шестерен соответственно

ляет осуществлять регулировку хода ползуна. Изготовление эксцентриковых валов несколько проще и дешевле. Недостатком является увеличение потерь на трение ввиду большего диаметра шатунной шейки. Перспективными являются валы с двумя эксцентриками вместо одного (рис.1.1, *ж*), так как они допускают большие эксцентричные нагрузки и имеют увеличенную до 25 % жесткость по сравнению с одноэксцентриковыми. В быстроходных открытых прессах и автоматах с регулируемым ходом используется односторонний одноступенчатый привод с эксцентриковым валом, приведенный на рис.1.16 ПРИЛОЖЕНИЯ Б.

Главные валы **шестерне-эксцентрикового** типа широко распространены в листоштамповочных прессах усилием свыше 2,5 МН при ходе ползуна до 900 мм (рис.1.1, *з, и*). Они бывают с одно- и двухсторонним расположением зубчатых колес. Односторонний привод увеличивает габариты пресса (применяется в быстроходных прессах и прессах с небольшим номинальным усилием), двухсторонний



привод позволяет уменьшить габариты размеры пресса. Раздвоенный привод используется для двухкривошипных прессов.

Шестерне-эксцентрикковый привод в настоящее время применяется в большинстве типов кривошипных прессов по причине простоты изготовления, повышенной жесткости за счет массивности эксцентрика, выполняемого совместно с зубчатым колесом в литом или сварном исполнении, и возможности регулирования величины хода ползуна. В его конструкции отсутствуют не обладающие большой надежностью соединения типа шпоночных, он характеризуется лучшей технологичностью и меньшей стоимостью изготовления. Недостатки – повышенные потери на трение и большой расход бронзы.

Главные валы **шестерне-кривошипного** типа представляют собой оси с вращающимися на них эксцентриками, которые выполняют роль кривошипов исполнительных механизмов (рис.1.1, к, л), применяются в листоштамповочных прессах усилием более 4 МН, имеют одно- или двухсторонний привод. Основное применение нашли в листоштамповочных прессах двойного действия. По сравнению с валами шестерне-эксцентриккового типа они обладают меньшей жесткостью и применяются в листоштамповочных прессах двойного действия. Зубчатые колеса обычно насаживаются на эксцентрики в горячем состоянии или запрессовываются по посадке с натягом с дополнительным креплением штифтами или болтами. По осевой линии зубчатых колес в эксцентрике имеется отверстие для оси, в котором запрессованы бронзовые подшипниковые втулки.

Эксцентрикковые, шестерне-эксцентрикковые и шестерне-кривошипные валы часто располагают перпендикулярно фронту пресса, что уменьшает их длину и повышает общую жесткость.

Таким образом, главные валы могут выполняться в виде коленчатых валов или в виде ступенчатых осей и валов шестернеэксцентриккового привода. Во втором случае используется одна или две неподвижных оси, закрепленных в головке (траверсе) пресса. На этих осях вращаются эксцентрики, заблокированные с зубчатыми колесами.

Опорами главных валов, как правило, служат подшипники скольжения, представляющие собой небольшие по диаметру опоры, которые могут воспринимать большие ударные и переменные по величине нагрузки (большие удельные усилия и сравнительно высокие скорости скольжения). Жесткость подшипников скольжения выше жесткости соответствующих подшипников качения. На одностоечных прессах устанавливают неразъемные подшипники в виде втулок, а на

двухстоечных – разъемные, из двух половинок, в виде вкладышей. Разъемные подшипники скольжения устанавливаются на главные валы на всех кривошипных прессах. Подшипники смазываются густой смазкой (солидоллом). В кривошипных прессах усилием до 1 МН для уменьшения потерь на трение применяют подшипники качения. Имеются сведения [7] о применении подшипников качения для опор коленчатых валов наклоняемых прессов небольших усилий и некоторых типов холодновысадочных автоматов.

Главные валы кривошипных машин устанавливают в опорах скольжения диаметром  $d_o$ . Этот размер является основным, от которого зависят все основные параметры вала. Соединение главного вала с шатуном выполняется в виде опоры скольжения диаметром  $d_a$ .

Вал, имеющий небольшую длину, устанавливается в двух подшипниках, располагаемых вблизи колен для уменьшения изгиба вала. Поэтому при конструировании приводов рекомендуется уменьшать длины валов (например, располагать коленчатые валы перпендикулярно фронту пресса), стремиться к возможно близким по длине участкам вала, через которые передаются моменты, смещать на определенный угол одну из приводных шестерен и т.п. Валы тяжелых прессов имеют большую длину, на которой расположено несколько колен (кривошипов), поэтому эти валы имеют промежуточные подшипники в середине. На конце вала (за подшипником) выполняется шейка для посадки маховика или зубчатого колеса привода. В случае двухстороннего привода шейки располагаются на обоих концах вала.

Коленчатые валы могут быть как с консольным расположением приводных зубчатых колес, так и с междуопорным, а зубчатые колеса шестерне-эксцентрикового привода всегда располагаются внутри траверсы и являются междуопорными. В обоих случаях привод может быть односторонний и двухсторонний.

Главные валы изготавливают из сталей 45, 45Х, 40ХН, 35ХН, 40ХН2МА, 40ХНМА, 38ХН3МА. Заготовки валов кованые, при механической обработке особое внимание уделяется качеству поверхности. Опорные и шатунные шейки валов накатываются роликом, накатке подвергаются также переходные галтели. Накатка, помимо снижения шероховатости поверхности, обеспечивает поверхностное упрочнение материала вала. В качестве термической обработки применяется нормализация и улучшение. Прочностные характеристики сталей, наиболее часто применяемых для главных валов, приведены в табл. П1.1 ПРИЛОЖЕНИЯ А.

## 2 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГЛАВНЫХ ВАЛОВ

Исходными данными для геометрического расчета главного вала является его тип и номинальное усилие прессы.

С точки зрения расчета главных валов имеются две группы конструкций: обычные коленчатые или эксцентриковые валы и шестерне-эксцентриковый привод. Для первой группы конструкций рассчитывается коленчатый или эксцентриковый вал, во второй группе расчету подлежит ось.

Предварительное определение размеров коленчатых и эксцентриковых валов и осей эксцентриков на стадии эскизного проектирования сводится к нахождению диаметра  $d_o$  их опорных подшипников (опорных шеек). Диаметр  $d_o$  (в см) определяют исходя из номинального усилия  $P_H$  (в МН), развиваемого прессом, по следующим эмпирическим, практически проверенным, формулам в зависимости от типа главного вала и его привода:

1. Для коленчатого вала однокривошипного прессы простого действия (рис.1.1, б, в):

$$d_o = 14\sqrt{P_H} \text{ при } P_H \leq 2 \text{ МН,} \quad (1.1)$$

$$d_o = 12\sqrt{P_H + 0,6} \text{ при } P_H > 2 \text{ МН.}$$

2. Для эксцентрикового вала (рис.1.1, д, е)

$$d_o = 10,3\sqrt{P_H + 1}. \quad (1.2)$$

3. Для двухэксцентрикового вала (рис.1.1, ж)

$$d_o = 10,5\sqrt{P_H + 2,5}. \quad (1.3)$$

4. Для двухколенного вала (рис.1.1, з) прессы простого и двойного действия

$$d_o = 14\sqrt{P_H} \text{ при } P_H \leq 1,8 \text{ МН,} \quad (1.4)$$

$$d_o = 9\sqrt{P_H + 3} \text{ при } P_H > 1,8 \text{ МН.}$$

5. Для двухколенного вала чеканочных кривошипно-коленных прессов

$$d_o = 6\sqrt{P_H}, \quad (1.5)$$

а для их шарниров  $d_{ш} = 0,06P_H + 9,5$

6. Для коленчатых валов ГКМ

$$d_o = (10...13)\sqrt{P_H}. \quad (1.6)$$

7. Для коленчатого вала двухударных холодновысадочных автоматов

$$d_o = 16\sqrt{P_H}. \quad (1.7)$$

8. Для осей эксцентриков шестерне-эксцентриковых и шестерне-кривошипных валов листоштамповочных прессов (рис.1.1, з-л)

$$d_o = 2,5P_H + (11...12). \quad (1.8)$$

Для прессов с регулируемой величиной хода ползуна (рис.1.1, д-и) полученный расчетный размер  $d_o$  необходимо проверить графически в масштабе (рис.1.2). Графическая проверка этого механизма позволяет обеспечить конструктивную прочность наиболее тонкой стенки регулировочной эксцентриковой втулки в зависимости от способа ее закрепления на эксцентриковом валу (она должна быть не менее 10 мм).

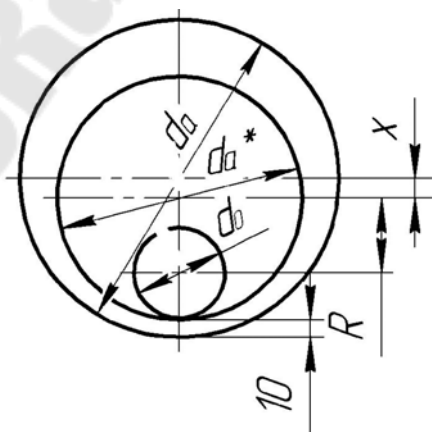


Рис. 1.2. Графическая проверка расчетного значения параметра  $d_o$

Для схем (рис.1.1, б-г, з-и) полученный расчетный размер  $d_o$  необходимо проверить графически на соответствие паспортным данным

пресса до удовлетворения требуемой величины хода  $H$ . Размеры кривошипного механизма выбираются в соответствии с заданной величиной хода.

Для обычных универсальных прессов с нерегулируемым ходом  $H$ , мм, определяют по формуле:

$$H = 2R, \quad (1.9)$$

где  $R$  – радиус кривошипа.

Для прессов с регулируемой величиной хода ползуна:

$$\begin{aligned} H_{max} &= 2(R + x), \\ H_{min} &= 2(R - x), \end{aligned} \quad (1.10)$$

где  $x = \frac{H_{max} - H_{min}}{4}$ .

$$R = \frac{H_{max}}{2} - \frac{H_{max} - H_{min}}{4}.$$

Пределы регулировки  $H_{min}$  и  $H_{max}$  задаются в технической характеристике пресса.

Диаметр  $d_0$  является главным, от которого зависят все основные параметры (размеры) вала, приведенные в табл. 1.1, значения которых, в свою очередь, устанавливают в зависимости от диаметра опорных шеек  $d_0$ . Поэтому только после определения диаметра  $d_0$  рассчитывают все остальные размеры вала по формулам, приведенным в табл. 1.1. Полученные значения размеров округляют до ближайшего большего значения из стандартного ряда чисел R40 по ГОСТ 6636-69 или ГОСТ 8032-84.

Диаметры валов выбирают из следующего ряда: 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 240, 250, 260, 280, 300, 320, 340, 360, 380, 400, 420, 450, 480, 500, 530, 560, 600, 630, 670, 710, 750, 800, 850, 900, 950, 1000, 1060, 1120, 1180, 1250, 1320, 1400, 1560... (в мм, приведен с сокращением).

Радиусы галтелей и фаски выбирают из ряда: 1,0; 1,2; 1,6; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 60; 80; 100; 125 ...мм.

После определения всех параметров вала выбирают материал вала по таблице П1.1 ПРИЛОЖЕНИЯ А. Обычно для универсальных кривошипных прессов применяют сталь 45 нормализованную. Для эксцентриковых валов ответственных машин принимают улучшенную сталь 40ХН.

Далее в соответствии с методикой, описанной в [1], строят график перемещения  $S = f(\alpha)$ , определяют приведенное плечо сил  $m_k = m_k^n + m_k^f$ , строят график  $m_k = f(\beta)$ .

Затем проводится проверочный прочностной расчёт выбранных параметров главного вала по отраслевой нормали ЦБКМ “Типовой расчёт главных валов”, в ходе которого размеры вала проверяются на усилии  $P_D$ , которое они позволяют получить с ползуна пресса.

**ВАЖНО:** если передача движения ползуну пресса осуществляется от нескольких главных валов, количество которых  $n = 2$  или  $4$ , то при определении диаметра опорной  $d_o$  шейки вала в формулу необходимо подставить  $P_H/n$ , а после расчета усилия  $P_D$ , допускаемого прочностью вала, общее усилие на ползуне умножить на  $n$ .

Таблица 1.1

## Соотношение параметров главных валов различных конструкций

Параметр	Обозначение	Значение параметра главного вала по схеме на рисунке .1.1				
		Схемы б, в	Схема г	Схемы д, е	Схема ж	Схемы з, и
Диаметр шатунной шейки	$d_a$	$(1,2 - 1,5)d_o$	$(1,27 - 1,5)d_o$	$(1,59 - 1,91)d_o$	$(1,54 - 1,76)d_o$	$1,57d_o$
Диаметр посадочной части колеса	$d_1$	$d_o - (5 - 10) \text{ мм}$				
Длина шатунной шейки	$l_a$	$(1,3 - 2,1)d_o$	$(1,2 - 1,4)d_o$	$(0,7 - 0,92)d_o$	$(0,71 - 1,04)d_o$	$1,27d_o$
Длина опорной шейки (оси)	$l_o$	$(1,7 - 2,5)d_o$	$(1,68 - 2,1)d_o$	$(1,04 - 2,42)d_o$	$(1,42 - 1,89)d_o$	$2d_o$
Общая длина колена (эксцентрика)	$l_k (l_p)$	$2,84d_o$	$(2,24 - 2,6)d_o$	-	$(1,075 - 1,64)d_o$	$2,55d_o$
Длина посадочной части колеса	$l_1$	$(0,9 - 0,13) d_o$	$(0,7 - 1,1) d_o$			$d_o$
Радиус кривошипа	$R$	$\leq 0,3d_o$		$(0,3 - 0,38)d_o$	$(0,27 - 0,37)d_o$	$0,275d_o$
Радиус галтели	$r$	$0,08d_o$		$0,11d_o$	$(0,09 - 0,14)d_o$	$0,122d_o$
Диаметр проточки эксцентрика	$d_{\Pi}$	-	-	-	$1,18d_o$	-
Длина проточки эксцентрика	$l_{\Pi}$	-	-	-	$0,52d_o$	-
Ширина щеки колена	$b$	$0,67d_o$	$0,6d_o$	-	-	-
Длина щеки колена	$a$	$1,66d_o$	$1,6d_o$	-	-	-
Диаметр шарнира $b$	$d_b$	$d_o$		$(1 - 1,2)d_o$		

### 3 ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЁТ ГЛАВНЫХ ВАЛОВ

Главный вал имеет ломаную геометрическую ось, смещение которой зависит от радиуса кривошипа  $R$ . Так как  $R \leq 0,38d_0$  и с учетом высокой жесткости валов, они рассчитываются как ступенчатые прямые.

Главные валы кривошипных прессов подвергаются значительным перегрузкам, т.к. они совместно с шатуном в первую очередь воспринимают все нагрузки от ползуна пресса. Вал подвергается действию циклических нагрузок в течение коротких промежутков времени. Особенно опасны для валов систематические, часто повторяющиеся перегрузки прессов (даже до  $(15-22\%) \cdot P_H$ ), которые вызывают усталостные напряжения вала и постепенно приводят его к разрушению в наиболее опасном сечении.

Обычно у коленчатых валов **опасным** является **сечение А-А** или сечение Б-Б (рис.1.1, б-г), у эксцентриковых – сечение Б-Б (рис.1.1, е). При расчете шатунной шейки опасным сечением может оказаться не среднее сечение (сечение А-А на рис.1.1, б-г, сечение Б-Б на рис.1.1, е), как рекомендуется, а, с учетом концентрации напряжений (например, при большой массе муфты-тормоза), – сечение у галтели (сечение Б-Б на рис.1.1, б-г, сечение А-А на рис.1.1, е).

Расчет главных валов кривошипных машин следует проводить на сопротивление усталости и выборочно на статическую прочность. Первый наиболее обоснованный расчет вала на статическую прочность как упругой балки на шарнирных опорах был предложен М. В. Сторожевым [7]. Позже А. Ф. Нистратов уточнил этот метод. Он учел циклический характер нагружения вала, а при определении изгибающих моментов и поперечных сил в опасных сечениях – упругое взаимодействие вала с опорами. Основой метода является теория балки на упругом основании. Преимущества методики М.В. Сторожева – простота, но она не учитывает концентрацию напряжений и масштабный фактор. Методика А. Ф. Нистратова лишена этих недостатков.

По методике А. Ф. Нистратова главный вал рассматривается как балка на упругих основаниях с учетом концентрации напряжений, чистоты обработки поверхностей вала, абсолютных размеров, условий работы в подшипниках, допускаемых напряжений, условий работы и циклического характера нагружения. Она позволяет установить длину рабочей части опоры вала и является более точной, учитывает



циклический характер нагружения вала, а при определении изгибающих моментов и поперечных сил в опасных сечениях – упругое взаимодействие вала с опорами. Все уравнения решены относительно допускаемого усилия  $P_D$  на ползуне пресса. В каждое уравнение входит приведенное плечо силы  $m_k$ , которое зависит от угла  $\alpha$  поворота ведущего кривошипа ( $m_k = f(\alpha)$ ), поэтому и усилие  $P_D$  также определяется как функция от угла  $\alpha$ .

Валы, работающие с перегрузками, необходимо рассчитывать и на статическую прочность с учетом коэффициентов динамичности.

Известно, что балка на упругом основании испытывает реактивные сопротивления со стороны основания. В качестве рабочей гипотезы для раскрытия зависимостей реакция-прогиб используется положение Фусса-Винклера [7], согласно которому реакция основания пропорциональна прогибу в данной точке оси балки. Таким образом, упругое основание моделируется как множество пружин, перпендикулярных к границе основания и работающих независимо одна от другой. Реакция (отпор) основания на единицу площади  $q$ ,  $\text{H}/\text{мм}^2$ , определяется:

$$q = ky, \quad (1.11)$$

где  $k$  – коэффициент податливости основания, или коэффициент постели,  $\text{H}/\text{мм}^3$ , зависящий от материала и конструктивного исполнения опоры (по данным ЦБКМ  $k = 125 \text{ H}/\text{мм}^3$ );  
 $y$  – прогиб основания, мм.

Кроме того, вводится допущение о жесткости балки и о том, что она не подвержена поперечному сжатию или растяжению. Для решения задачи устанавливают уравнение изогнутой оси  $y = f(x)$ , затем находят уравнения моментов и сил.

Ввиду сложности расчётных зависимостей, допускается производить расчёт главных валов как балки на шарнирных опорах. Для более точного совпадения результатов принимается, что реакция со стороны опор находится на расстоянии  $l_0/8$  (для коленчатого вала) и  $l_0/3 - l_0/4$  (для эксцентрикового вала) от конца опоры, обращённого к шатуну ( $l_0$  – длина опорной шейки вала). При этом предполагается, что нагрузки прикладываются сосредоточенными, а точки приложения равнодействующих расположены на одной горизонтали. Таким образом, расчет главных валов прессов базируется на расчетной схеме ступенчатого прямого вала при двухосном напряженном состоянии.

## Методика расчета допускаемых усилий по прочности главных валов

Существующие методики расчета прочности главных валов позволяют на основании основных размеров валов и материала, из которого они изготовлены, выполнять расчет допускаемых усилий  $P_D$  на ползуне пресса, исходя из прочности вала под действием изгибающих и крутящих моментов и поперечной силы.

Проверочный прочностной расчёт главного вала по отраслевой нормали ЦБКМ «Типовой расчет главных валов» проводится по методике, основанной на теории балки на упругом основании с учетом влияния на прочность вала концентрации напряжений и масштабного фактора, и заключается в определении усилия  $P_D$  на ползуне по прочности вала с учетом типа вала и характера нагружения его консольной части.

Изменение нагрузки на главном валу происходит с периодическим возрастанием усилия на шатуне  $P_{AB}$  и крутящего момента  $M_K$  от нуля до максимума с последующим снижением до нуля. Такой характер работы пресса приводит к пульсации внутренних сил в металле главного вала. Учитывая это обстоятельство и усталостный характер разрушения, расчет главных валов следует производить на усталостную прочность при пульсирующем цикле нагружения, который характеризуется средними напряжениями цикла  $\sigma_m$  и  $\tau_m$  и амплитудой  $\sigma_a$  и  $\tau_a$ .

Кривошипные валы во время рабочего хода испытывают изгиб, кручение и воздействие перерезывающих сил, поэтому в сечениях вала действуют три силовых параметра:

1. изгибающий момент  $M_{и}$ ;
2. крутящий момент  $M_K$ ;
3. поперечная (перерезывающая) сила  $Q$ .

Первый из них вызывает в элементарных объемах нормальные напряжения, второй и третий – касательные напряжения, располагающиеся для круглого сечения в одной плоскости, касательной к контуру сечения. Поэтому на гранях произвольно взятого элементарного объема на поверхности вала, т.е. в месте наибольшей интенсивности напряженного состояния, действуют нормальные напряжения  $\sigma_{и}$  и пара смежных касательных напряжений  $\tau_K$ . Каждое из этих каса-

тельных напряжений равно сумме касательных напряжений от скручивания  $\tau_m$  и от действия поперечной силы  $\tau_Q$ .

Нормальные напряжения  $\sigma_n$  определяются в соответствии с выражением:

$$\sigma_n = \frac{M_n}{0,1d^3}. \quad (1.12)$$

Касательные напряжения от скручивания  $\tau_n$  – по выражению:

$$\tau_n = \frac{M_k}{0,2d^3}. \quad (1.13)$$

Касательные напряжения  $\tau_Q$  от поперечной силы  $Q$  (из формулы Журавского):

$$\tau_Q = 1,7 \frac{Q}{d^2}. \quad (1.14)$$

Тогда полное касательное напряжение  $\tau_k$ :

$$\tau_k = \frac{M_k}{0,2d^3} + 1,7 \frac{Q}{d^2}. \quad (1.15)$$

Напряженное состояние главного вала является двухосным. Нагружение главных валов относится к простому нагружению, когда один силовой фактор зависит от другого и возрастает пропорционально ему. В теории предельного состояния **запас прочности  $n$**  при совместном действии таких нагрузок вычисляется по формуле Гафа-Полларда [7]:

$$\frac{1}{n^2} = \frac{1}{n_\sigma^2} + \frac{1}{n_\tau^2}, \quad (1.16)$$

где  $n_\sigma$ ,  $n_\tau$  – запас прочности по нормальным и касательным напряжениям соответственно.

Запас прочности для пульсирующего цикла нагружения главного вала определяется с учетом эффективных коэффициентов концентрации напряжений  $k_\sigma$  и  $k_\tau$ , коэффициента  $\beta$ , учитывающего качество и состояние поверхности (шероховатость, наличие упрочнения), мас-

штабного фактора  $\varepsilon$ , учитывающего влияние абсолютных размеров, коэффициентов  $\psi_\sigma$  и  $\psi_\tau$ , учитывающих чувствительность материала к асимметрии цикла, и пределов выносливости при симметричном цикле изгиба и кручения  $\sigma_{-1и}$  и  $\tau_{-1}$  соответственно [5].

Для главных валов кривошипных машин характерен неустановившийся режим переменных нагрузок, при котором с максимальными нагрузками машина работает лишь часть общего времени эксплуатации. В результате предельное суммарное напряжение, вызывающее усталостное разрушение, уменьшается. Степень уменьшения напряжения оценивается **коэффициентом эквивалентной нагрузки  $k_\varepsilon$** , который учитывает характер нагружения по времени. Универсальные прессы нагружаются номинальным усилием  $P_H$  только часть времени своей работы. Для расчета принято, что 10 % времени пресс работает с номинальным усилием  $P_H$ , 30 % времени – с усилием  $P = 0,7P_H$ , 60 % времени – с усилием  $P = 0,5P_H$ .

Если, учитывая  $P_{AB} \approx P_D$ , выразить нагрузки в сечениях вала в виде следующих однозначных функций усилия на ползуне:

$$\begin{aligned} M_{и} &\cong U_{и} P_D, \\ M_{к} &\cong U_{к} P_D, \\ Q &\cong U_Q P_D, \end{aligned} \quad (1.17)$$

где  $U_{и}$ ,  $U_{к}$ ,  $U_Q$  – коэффициенты приведенного плеча силы  $P_D$  соответственно при изгибе, кручении и с учетом поперечной силы,

то усилие на ползуне  $P_D$  по прочности главного вала с учетом коэффициента эквивалентной нагрузки  $k_\varepsilon$  можно вычислить по следующей формуле:

$$P_D = \frac{0,1d^3\sigma_{-1и}}{nk_\varepsilon\sqrt{\Phi_\sigma U_{и}^2 + \Phi_\tau (0,5U_{к} + 0,17dU_Q)^2}}, \quad (1.18)$$

где  $\sigma_{-1и}$  – предел выносливости при изгибе гладкого образца при знакопеременном цикле, МПа, выбирается по табл. П1.1 ПРИЛОЖЕНИЯ А в зависимости от материала вала;

- $n$  – общий коэффициент запаса прочности, для универсальных машин  $n = 1,3-1,4$ , для КГШП  $n = 1,5-1,7$ , для прессов-автоматов  $n = 1,5-2,0$  [6];
- $k_3$  – коэффициент эквивалентной нагрузки; для ориентировочных расчетов принимают:  $k_3 = 0,8$  – для универсальных кривошипных машин,  $k_3 = 1$  – для прессов-автоматов [5];
- $\Phi_\sigma, \Phi_\tau$  – комплексные параметры (константы прочности), которые зависят от эффективных коэффициентов концентрации напряжений при изгибе и кручении, качества поверхности, масштабного фактора (учитывает размеры вала), коэффициентов чувствительности материала к асимметрии цикла и предельных напряжений  $\sigma_{-1и}$  и  $\tau_{-1}$  (предел выносливости при кручении гладкого образца при знакопеременном цикле). Значения  $\Phi_\sigma$  и  $\Phi_\tau$  следует выбирать в зависимости от отношения радиуса галтели к диаметру вала ( $r/d$ ) по графикам, приведенным на рис.1.5, а для кривошипных валов одношестеренных прессов – на рис.1.3. Значения  $\Phi_\sigma$  и  $\Phi_\tau$  для  $d > 280$  мм будут такие же, как и для  $d = 280$  мм.

Коэффициенты  $U_\sigma, U_\tau, U_Q$  определяются исходя из значений изгибающего  $M_\sigma$  и крутящего  $M_\tau$  моментов и поперечной силы  $Q$ .

С целью упрощения, не учитываются усилия, действующие на консольной части вала (усилие от клиноременной передачи и сила тяжести маховика – при расположении на консоли маховика, усилие в зацеплении – при зубчатом приводе главного вала). Для более сложных случаев нагружения вала необходимо построить эпюры  $M_\sigma$  и  $Q$  в вертикальной и горизонтальной плоскости ( $M_{\sigmaв}, M_{\sigmaг}, Q_{в}, Q_{г}$ ), выразив значения на эпюрах через  $P_D$ , затем найти результирующие значения по формулам:

$$\begin{aligned} M_\sigma &= \sqrt{M_{\sigmaв}^2 + M_{\sigmaг}^2}, \\ Q &= \sqrt{Q_{в}^2 + Q_{г}^2} \end{aligned} \quad (1.19)$$

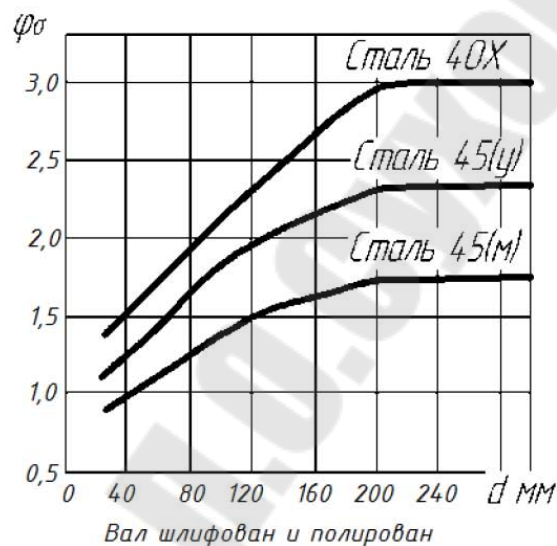
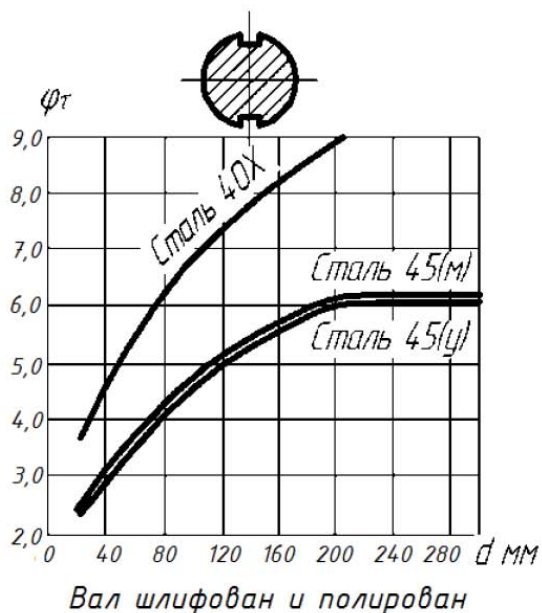


Рис. 1.3. Графики для определения  $\Phi_\sigma$  и  $\Phi_\tau$  для кривошипных валов одноступенчатых прессов

Для прессов с относительно коротким ходом ползуна ( $S_{max} \leq d_o$ ) действием поперечных сил пренебрегают, а для прессов с большим ходом ползуна ( $S_{max} > d_o$ ), когда крутящий момент относительно возрастает (большое плечо силы  $P_D$ ), можно пренебречь действием изгибающего момента, что соответствующим образом приведет к изменению формулы (1.18). Поэтому в зависимости от типа главного вала и его привода на основании общей формулы (1.18) для каждой из схем привода кривошипного пресса получены конкретные формулы для определения усилия  $P_D$  в каждом опасном сечении. Расчетные схемы нагружения для определенных типов главных валов и соответствующей кинематической схемы, или схемы привода, машины приведены на рис.1.6 – 1.21 ПРИЛОЖЕНИЯ Б.

Расчет величины допускаемого усилия  $P_D$  производится для различных положений кривошипного вала с изменением угла его поворота от  $0^\circ$  до  $90^\circ$  (с интервалом  $10^\circ$ ). Проверка проводится для каждого из опасных сечений вала в соответствии с расчетной схемой. Результаты расчетов усилия  $P_D$  для значений  $m_k$ , соответствующих углам  $\alpha = 0^\circ - 90^\circ$ , оформляются в виде таблицы и строятся графики зависимости  $P_D = f(\alpha)$  (рис.1.4) для каждого опасного сечения.

Зависимость  $P_D = f(\alpha)$  должна обеспечить необходимый номинальный недоход  $S_{нн}$  при номинальном угле недохода  $\alpha_n$ , которые устанавливаются для конкретного оборудования требованиями технического задания или соответствующими нормативными документами.

Значения номинального угла  $\alpha_n$  в зависимости от типа машины приведены в табл. П1.3 ПРИЛОЖЕНИЯ А. На данном угле поворота кривошипа пресс должен развивать максимальное усилие, по значению равное или несколько превышающее номинальное усилие  $P_H$ . Поэтому из полученных для опасных сечений значений  $P_D$  выбирается минимальное значение в пределах номинального угла недохода  $\alpha_n$ , при этом должно обеспечиваться условие  $P_{Dmin} \geq P_H$ . Если условие не соблюдается, то возможно усталостное разрушение вала и поэтому его размеры необходимо увеличить. При значительном превышении  $P_{Dmin}$  над  $P_H$  осуществляется корректировка размеров вала в сторону их уменьшения. В обоих случаях в первую очередь корректируется  $d_o$  на величину шага, с последующим перерасчетом  $P_D$  для всех опасных сечений вала до момента, когда  $P_{Dmin} \geq P_H$ .

Завершающим этапом проектирования главных валов кривошипных машин является построение чертежа вала в соответствии с его типом и размерами, которые удовлетворяют условию  $P_{Dmin} \geq P_H$ . Примеры чертежей главных валов приведены на рис.1.22–1.25 ПРИЛОЖЕНИЯ В.

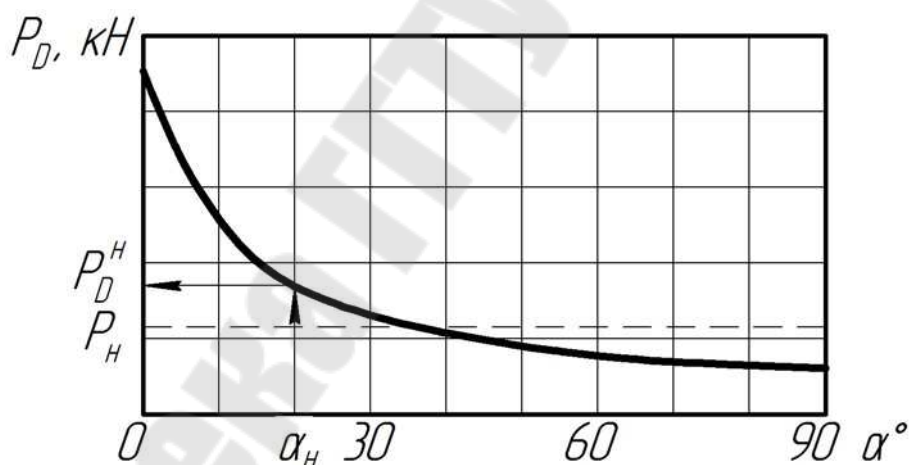
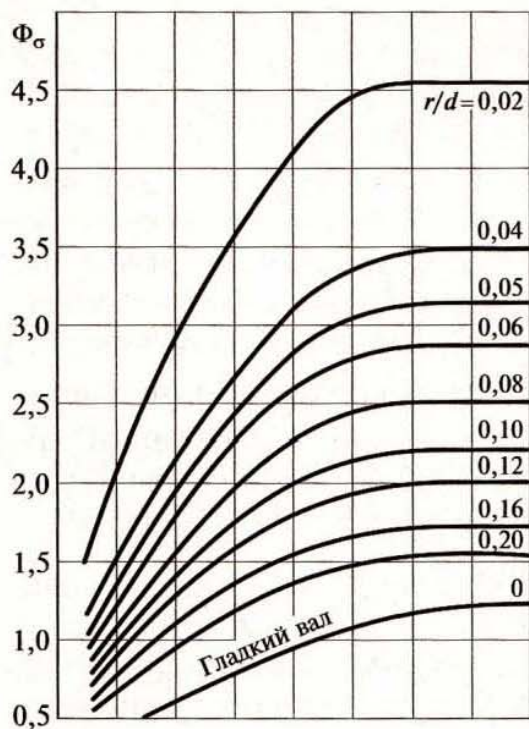
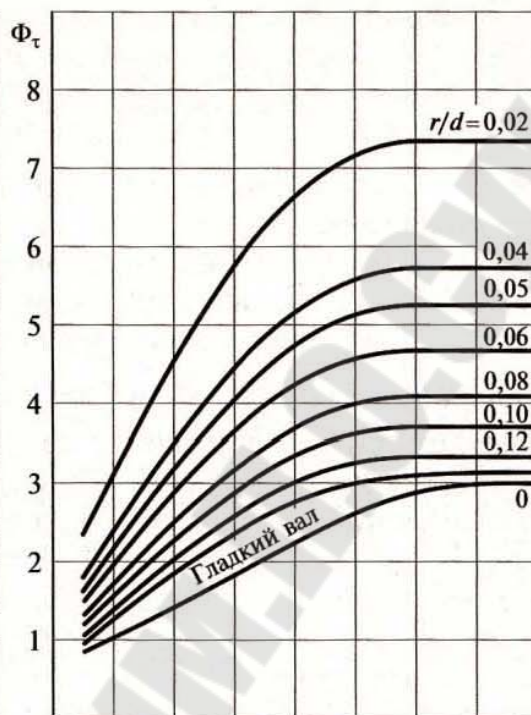


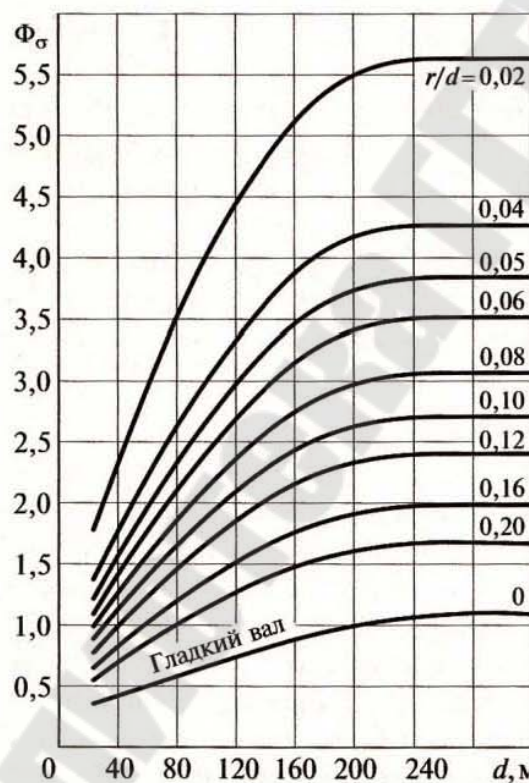
Рис. 1.4. График зависимости усилия  $P_D$ , допускаемого прочностью кривошипного вала, от угла  $\alpha$  поворота вала



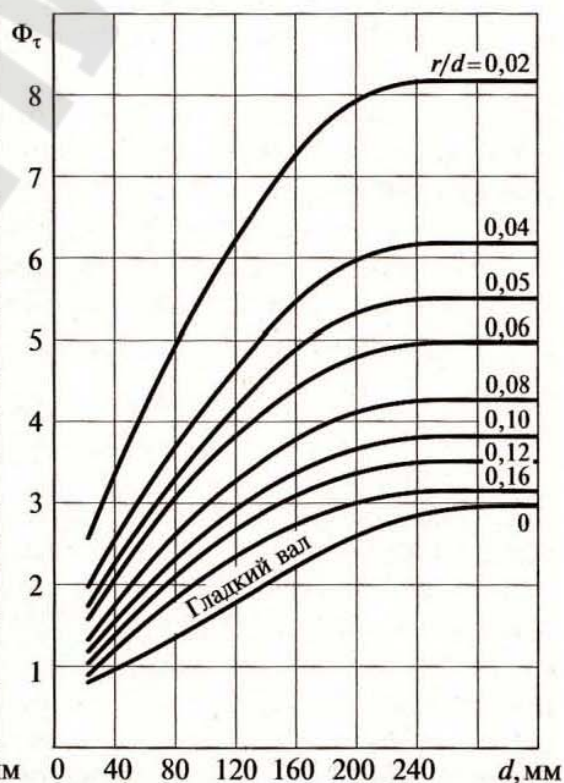
а)



б)



в)



г)

Рис. 1.5. Значения  $\Phi_\sigma$  и  $\Phi_\tau$  и для нормализованной стали 45 (а и б) и для улучшенных сталей 40X и 40XH (в, г)



## Список литературы

1. Буренков, В. Ф. Теория, расчеты и конструкции прессово-штамповочного оборудования: метод. указания к курсовому проекту для студентов специальностей 1-36 01 05 «Машины и технология обработки материалов давлением» и 1-36 20 02 «Упаковочное производство (по направлениям)» / авт.-сост. В. Ф. Буренков. – Гомель : ГГТУ им. П.О. Сухого, 2007. – 33 с.
2. Бурдуковский, В. Г. Оборудование кузнечно-штамповочных цехов. Кривошипные машины: учеб. пособие / В. Г. Бурдуковский, Ю.В. Инатович. – Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2018. – 168 с.
3. Гудков, И.Н. Расчет и основы конструирования элементов кузнечно-прессовых машин: учебное пособие для студентов специальности 150201 «Машины и технология обработки металлов давлением» и направления «Машиностроение» 150700 / И. Н. Гудков, Ю. А. Титов, О. В. Мищенко. – Ульяновск : УлГТУ, 2014. – 70 с.
4. Живов, Л. И. Кузнечно-штамповочное оборудование : Учебник для вузов / Л. И. Живов, А. Г. Овчинников, Е. Н. Складчиков; под ред. Л. И. Живова. – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. – 560 с.
5. Кривошипные кузнечно-прессовые машины / В.И. Власов [и др.]; под ред. В. И. Власова. – М. : Машиностроение, 1982. – 424 с.
6. Кузнечно-штамповочное оборудование / А.Н. Банкетов [и др.]; под ред. А. Н. Банкетова, Е. Н. Ланского. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1982. – 576 с.
7. Ланской, Е. Н. Элементы расчета деталей и узлов кривошипных прессов / Е. Н. Ланской, А. Н. Банкетов. – М. : Машиностроение, 1966. – 380 с.
8. Машиностроение. Энциклопедия / Ред. совет: К. В. Фролов (пред.) [и др.]. – Машины и оборудование кузнечно-штамповочного и литейного производства. Т. IV-4 / Ю. А. Бочаров [и др.] ; под общ. ред. Ю. А. Бочарова, И. В. Матвеевко. – М. : Машиностроение, 2005. – 926 с.

**ПРИЛОЖЕНИЕ А**  
(справочное)

*Таблица П1.1*

**Рекомендуемые стали для главных валов [5]**

Марка стали	Температура термообработки, °С	Твердость НВ или HRCэ	$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_T$ , МПа	$\sigma_{-1и}$ , МПа	$\tau_{-1}$ , МПа	$\psi_\sigma$	$\psi_\tau$
45	$\frac{820-840}{560-600}$	190 – 240	750	450	350	210	0,15	0,10
	$\frac{820-840}{560-530}$	250 – 280	850	580	400	250	0,20	0,15
40X	$\frac{840-860}{540-580}$	230 – 280	800	600	360	220	0,15	0,10
	$\frac{840-860}{180-200}$	45 – 50	1400	1200	650	380	0,25	0,20
	$\frac{840-860}{560-600}$	240 – 280	850	600	400	250	0,20	0,15
35XM	$\frac{860}{180-200}$	45 – 50	1600	1400	650	380	0,30	0,25
	$\frac{850}{560}$	280	950	850	480	280	0,20	0,15
	$\frac{850}{620}$	240	1000	850	420	260	0,20	0,15
40XP2MA 40XNMA 38XN3MA	$\frac{850}{620}$	240	1000	850	420	260	0,20	0,15

*Примечание:* данные в числителе – для закалки, в знаменателе – для отпуска

*Таблица П1.2*

**Значение коэффициента  $p$  использования числа ходов [4]**

Тип оборудования	Коэффициент использования числа ходов $p$
1	2
Листоштамповочные прессы:	
универсальные простого действия	0,40 – 0,80
вытяжные двойного действия	0,70 – 0,90

Продолжение таблицы 1.2

1	2
Кривошипные горячештамповочные прессы	0,10 – 0,20
Горизонтально-ковочные машины	0,15 – 0,30
Чеканочные прессы	0,60 – 0,80
Ножницы	0,70 – 0,90

Таблица П1.3

**Рекомендуемые номинальные углы  $\alpha_n$  кривошипных машин в градусах [7]**

Тип прессы	Ход нормальный		Ход увеличенный	
	Тип привода			
	одно-сторонний	двух-сторонний	одно-сторонний	двух-сторонний
Простого действия:				
а) кривошипные одностоечные	30 без зубчатого привода 45 с зубчатым приводом			
б) однокривошипные	20	30	10	20
в) двухкривошипные	20	30	10	20
г) четырехкривошипные	-	20	-	15
д) обрезные	25	-	-	-
Двойного действия:				
а) однокривошипные	10	20	-	-
б) двухкривошипные	-	20	-	-
в) однокривошипные с кулачковым приводом наружного ползуна	-	-	10	-
Простого действия с шестерне-эксцентриковым приводом:				
усилием до 6,3 МН	15	30	-	20
усилием $\geq 6,3$ МН	-	25	-	15
Кривошипные горячештамповочные:				
усилием до 40 МН	3	-	-	-
усилием $\geq 40$ МН	5	-	-	-
Чеканочно-кривошипно-коленные	-	60	-	50
Горизонтально-ковочные машины	5	-	-	-

Таблица П1.4

**Рекомендуемые значения коэффициента шатуна  $\lambda$  [4]**

Тип кривошипной машины	$\lambda$
<b>Прессы для листовой штамповки</b>	
Универсальные простого действия:	
с регулируемым ходом	0,065 – 0,085
с нормальным ходом	0,085 – 0,125
с увеличенным ходом	0,145 – 0,175
Вытяжные двойного действия	0,190 – 0,270
С плунжерной подвеской ползуна:	
универсальные простого действия	0,300 – 0,350
вытяжные двойного действия	0,420 – 0,490
Автоматы с нижним приводом	0,055 – 0,070
Ножницы кривошипные листовые с наклонным верхним ножом	0,08 – 0,13
<b>Прессы для объемной штамповки</b>	
Горячештамповочные	0,140 – 0,175
Горизонтально-ковочные машины	0,270 – 0,330
Обрезные	0,100 – 0,120
Автоматы многопозиционные	0,100 – 0,300
Чеканочные	0,120 – 0,160

ПРИЛОЖЕНИЕ Б  
(рекомендуемое)

Расчетные схемы для наиболее часто применяемых типов валов  
и соответствующей кинематической схемы машины

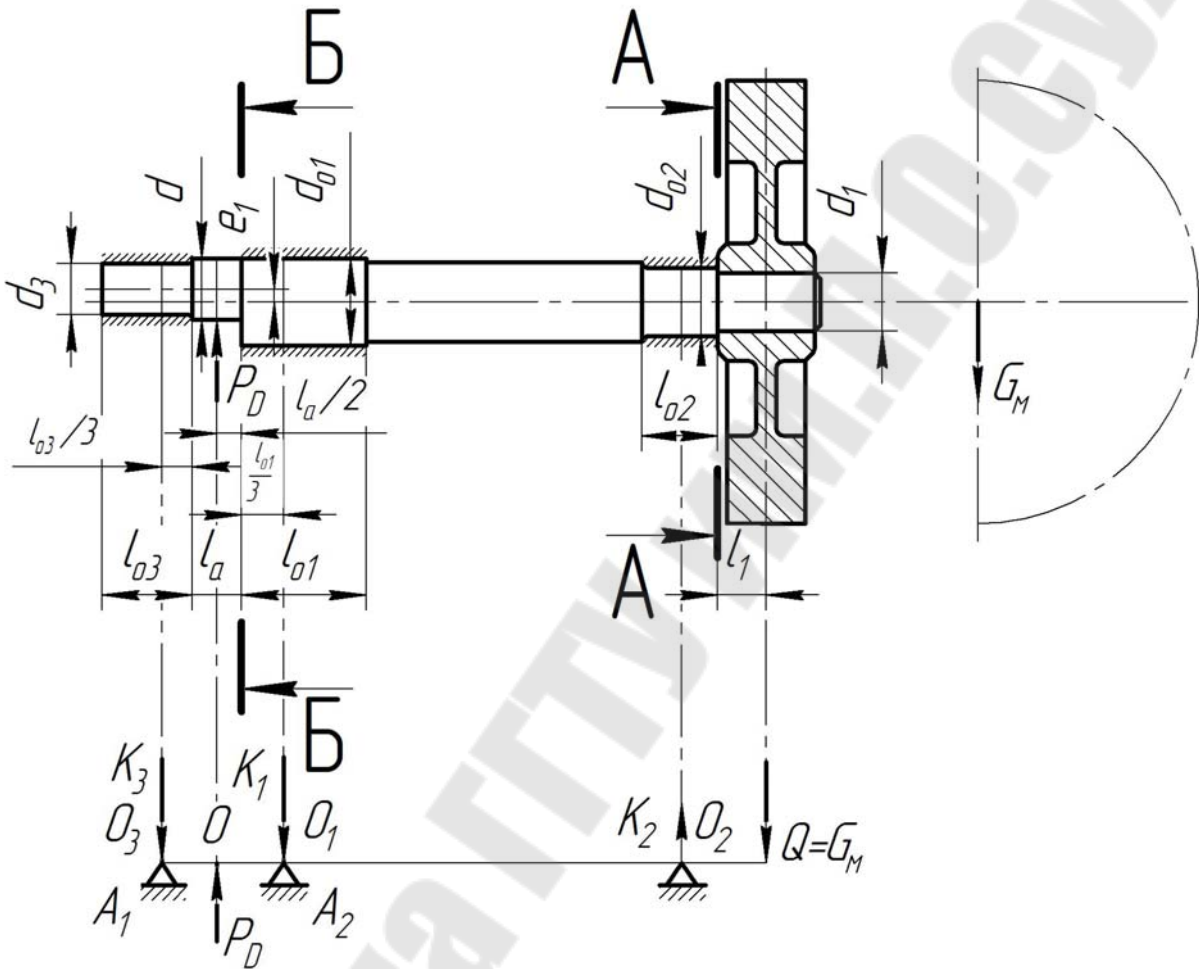


Рис. 1.6. Кривошипный вал с тремя опорами

Сечение Б-Б:

$$P_D = \frac{0,2d^3\sigma_{-1и}}{nk_{\sigma}\sqrt{\Phi_{\sigma}^B 0,02l_{o3}^2 + \Phi_{\tau}^B m_{к1}^2}},$$

где  $d$  – диаметр опасного сечения вала;

$m_{к1}$  – приведенное плечо сил. Определяется в данном случае по следующей формуле:

$$m_{к1} = f[r_a(1 + \lambda) + \lambda r_b],$$

где  $r_a, r_b$  – радиусы шарниров;

$\lambda$  – коэффициент шатуна, выбирается по табл. П1.4 ПРИЛОЖЕНИЯ А.

Сечение А-А:

$$P_D = \frac{0,2d_1^3 \sigma_{-1и}}{nk_9 \sqrt{\Phi_\sigma^\Delta 4c^2 l_1^2 + \Phi_\tau^\Delta m_k^2}},$$

где  $c$  – коэффициент, определяемый следующим образом:

без зубчатой передачи:

$$c = \frac{G_M}{P_D},$$

где  $G_M$  – вес маховика;

$P_D$  принимается равным  $P_H$ .

с зубчатой передачей:

$$c = \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_K \cos \alpha_{ш}},$$

где  $\delta$  – угол, определяющий положение шестерни зубчатой передачи,  $\delta = 160^\circ - 170^\circ$  [7];

$\alpha_{ш}$  – угол зацепления зубчатой передачи,  $\alpha_{ш} = 20^\circ$  [3];

$R_K$  – радиус начальной окружности ведомого зубчатого колеса. Определяется по формуле:

$$R_K = \frac{mz_k}{2},$$

где  $m$  – окружной модуль зубьев колеса;

$z_k$  – число зубьев колеса.

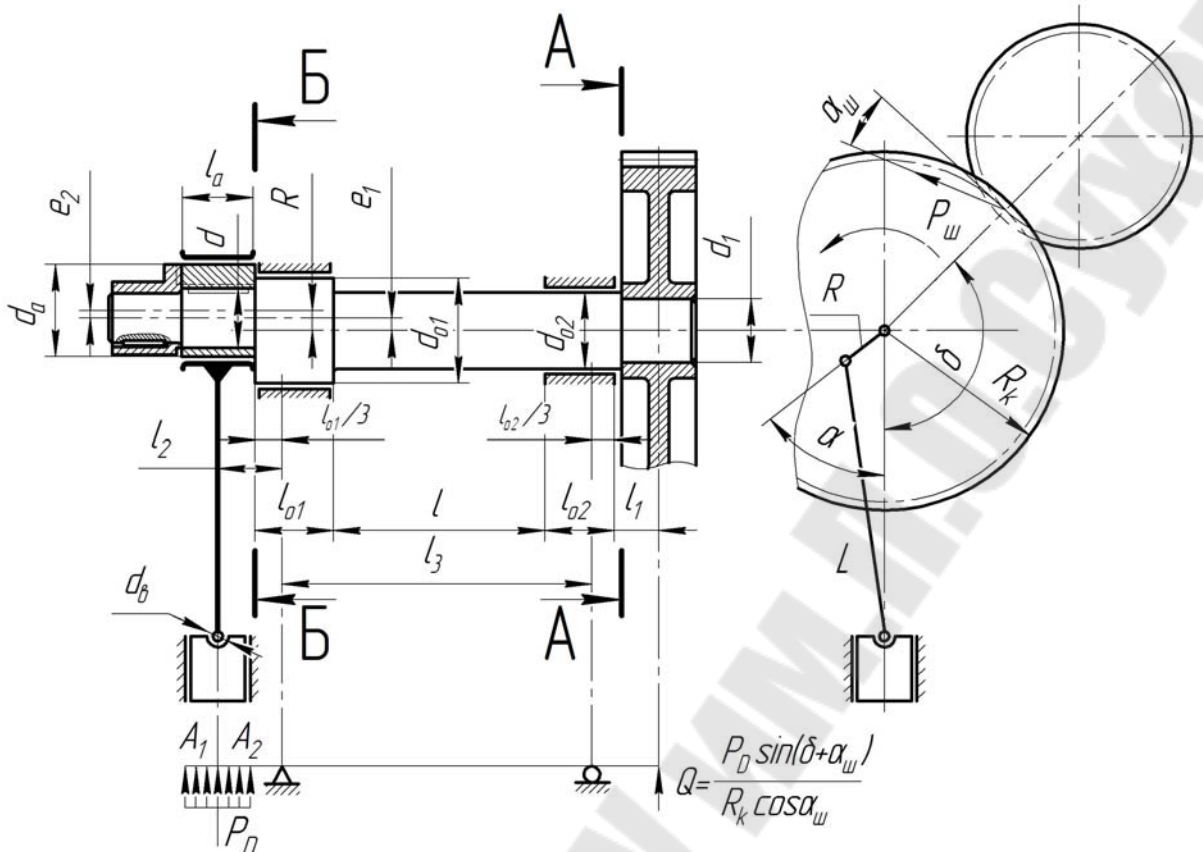


Рис. 1.7. Кривошипный вал одноступенчатого пресса

Сечение Б-Б:

$$P_D = \frac{0,2d^3\sigma_{-1и}}{nk_{э}\sqrt{\Phi_{\sigma}^B l_a^2 + \Phi_{\tau}^B m_{к1}^2}},$$

Приведенное плечо сил  $m_{к1}$  определяется по соответствующей формуле рис.1.6.

Сечение А-А:

$$P_D = \frac{0,2d_1^3\sigma_{-1и}}{nk_{э}\sqrt{\Phi_{\sigma}^A 4c^2 l_1^2 + \Phi_{\tau}^A m_{к}^2}},$$

Коэффициент  $c$  для варианта привода пресса с зубчатой передачей и варианта без зубчатой передачи определяется по соответствующим формулам рис.1.6.

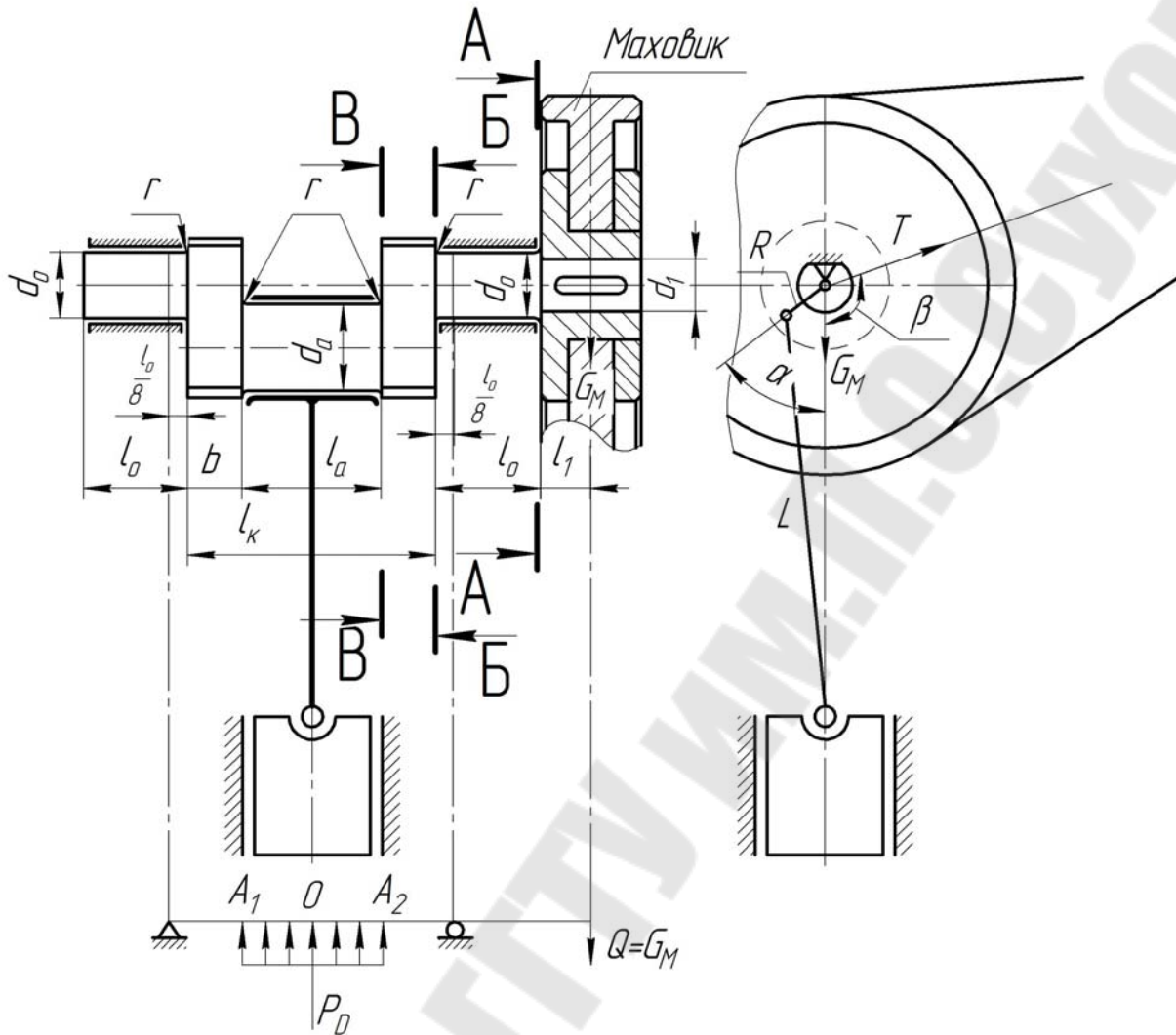


Рис. 1.8. Одноколенчатый вал с маховиком (без зубчатой передачи)

Сечение Б-Б:

$$P_D = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1и}}{nk_3\sqrt{\Phi_\sigma^B 0,04l_0^2 + \Phi_\tau^B 0,25m_k^2}}, \text{ подставляется } l_0 \geq 15 \text{ см};$$

$$\text{при } S > d_0 \quad P_D = \frac{0,2d_0^3\sigma_{-1и}}{nk_3\sqrt{\Phi_\sigma^B (m_k + 0,17d_0)}}.$$

Сечение А-А:

$$P_D = \frac{0,2d_1^3\sigma_{-1и}}{nk_3\sqrt{4c^2l_1^2\Phi_\sigma^A + \Phi_\tau^A m_k^2}},$$



где  $c = \frac{G_M}{P_D}$ .

Сечение В-В:

$$P_D = \frac{0,1d_a^3 \sigma_{-1и}}{nk_3 \sqrt{\Phi_\sigma^B U_{и}^2 + \Phi_\tau^B 0,25(m_k - 0,5R \sin \alpha)^2}},$$

где  $U_{и} = 0,062l_0 + 0,25(l_k - l_a)$ .

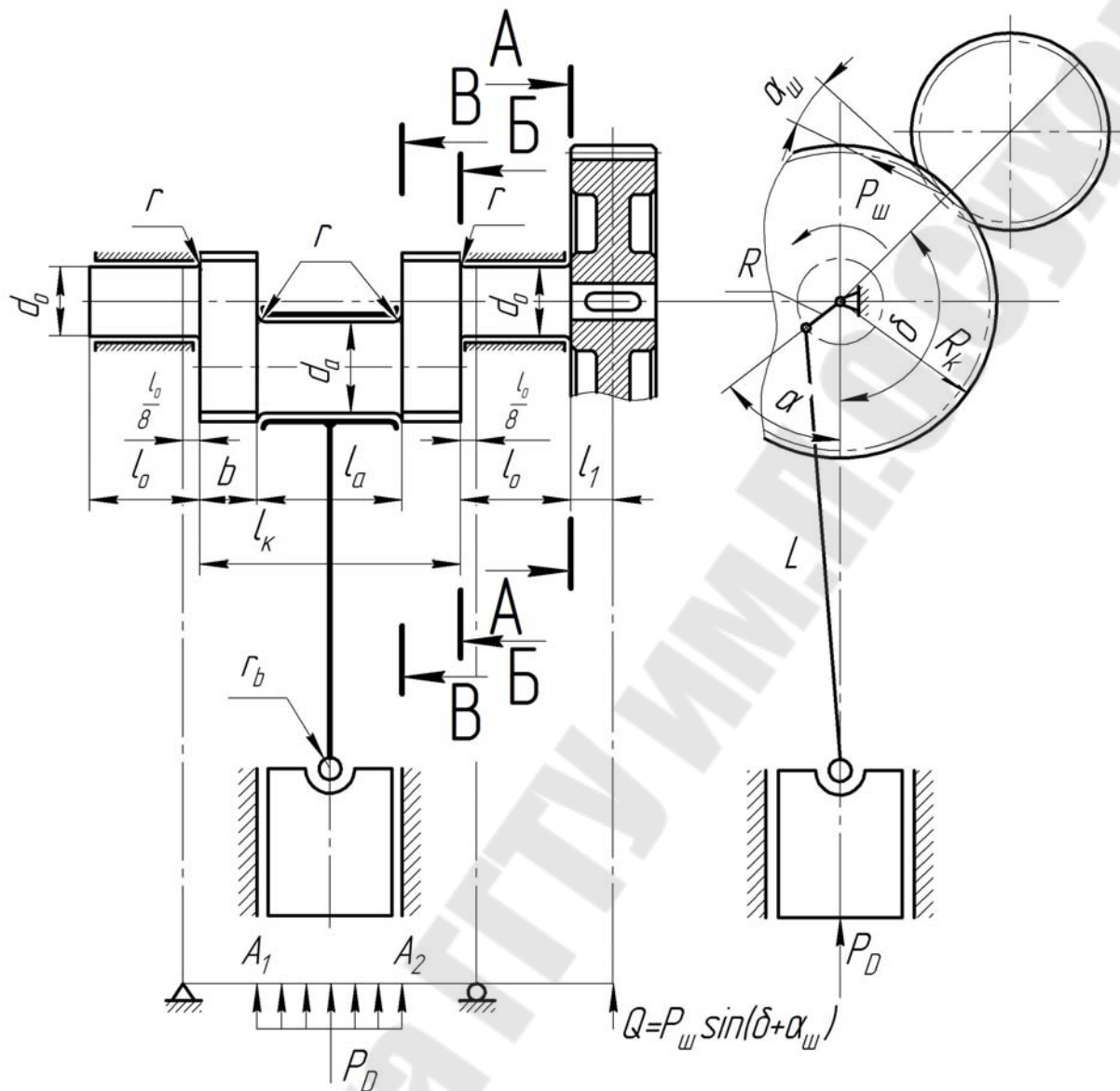


Рис. 1.9. Одноколенчатый вал с односторонним зубчатым приводом (с маховиком на приводном валу)

Сечение Б-Б:

$$P_D = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1и}}{nk_3\sqrt{\Phi_{\sigma}^B U_{и}^2 + \Phi_{\tau}^B 0,25m_K^2}},$$

где  $U_{и} = 0,062l_0 - (l_1 + 0,88l_0) \frac{m_K \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_K \cos \alpha_{ш}}$ .

$$\text{При } S > d_o \quad P_D = \frac{0,2d_o^3\sigma_{-1и}}{nk_3\sqrt{\Phi_\sigma^B(m_k + 0,17d_o)}}.$$

Сечение В-В:

$$P_D = \frac{0,1d_a^3\sigma_{-1и}}{nk_3\sqrt{\Phi_\sigma^B U_{и}^2 + \Phi_\tau^B 0,25(m_k - 0,5R \sin \alpha)^2}},$$

где  $U_{и}$  – коэффициент, определяющийся по следующему выражению:

$$U_{и} = 0,062l_o + 0,25(l_k - l_a) - (0,5l_1 + 0,44l_o) \left( 1 + \frac{l_a}{l_k + 0,25l_o} \right) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_K \cos \alpha_{ш}}.$$

Сечение А-А:

$$P_D = \frac{0,2d_1^3\sigma_{-1и}}{nk_3 m_k \sqrt{0,25\Phi_\sigma^A \left( \frac{l_1}{R_K \cos \alpha_{ш}} \right)^2 + \Phi_\tau^A}}.$$

Радиус начальной окружности ведомого зубчатого колеса  $R_K$  определяется по соответствующей формуле рис. 1.6 ПРИЛОЖЕНИЯ Б.

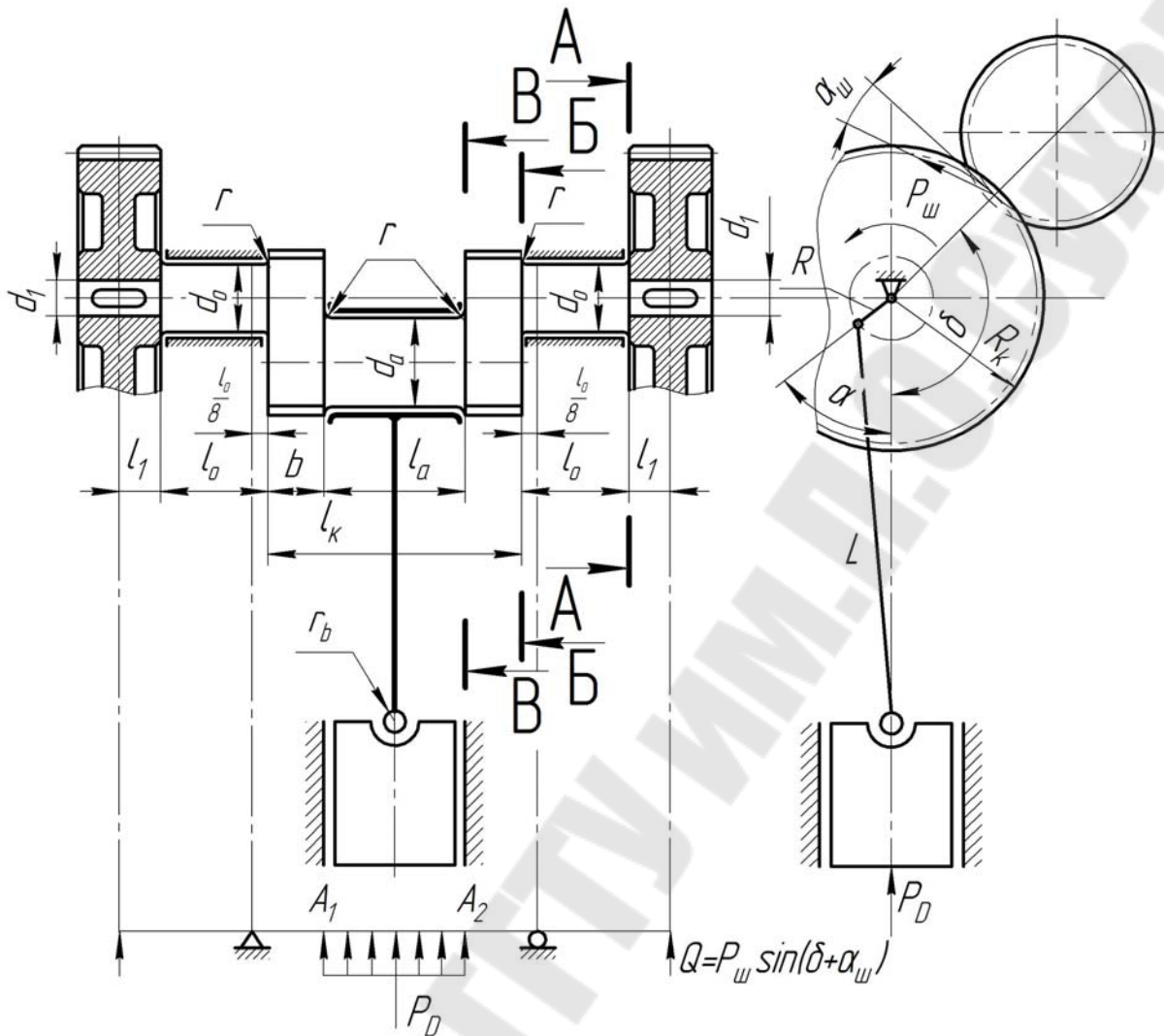


Рис. 1.10. Одноколенчатый вал с двухсторонним зубчатым приводом

Сечение Б-Б:

$$P_D = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1и}}{nk_3\sqrt{\Phi_\sigma^B U_{и}^2 + \Phi_\tau^B 0,062m_K^2}},$$

где  $U_{и} = 0,062l_0 - (0,5l_1 + 0,44l_0) \frac{m_K \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_K \cos \alpha_{ш}}$ .

При  $S > d_0$   $P_D = \frac{0,2d_0^3\sigma_{-1и}}{nk_3\sqrt{\Phi_\tau^B (0,5m_K + 0,17d_0)}}$ .

Сечение В-В:

$$P_D = \frac{0,1d_a^3 \sigma_{-1и}}{nk_3 U_{и} \sqrt{\Phi_{\sigma}^B}},$$

где  $U_{и} = 0,062l_o + 0,25(l_k - l_a) - (0,5l_1 + 0,44l_o) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_K \cos \alpha_{ш}}$ .

Сечение А-А:

$$P_D = \frac{0,4d_1^3 \sigma_{-1и}}{nk_3 m_k \sqrt{\Phi_{\sigma}^A \left( \frac{l_1}{R_K \cos \alpha_{ш}} \right)^2 + \Phi_{\tau}^A}}.$$

Радиус начальной окружности ведомого зубчатого колеса  $R_K$  определяется по соответствующей формуле рис.1.6 ПРИЛОЖЕНИЯ Б.

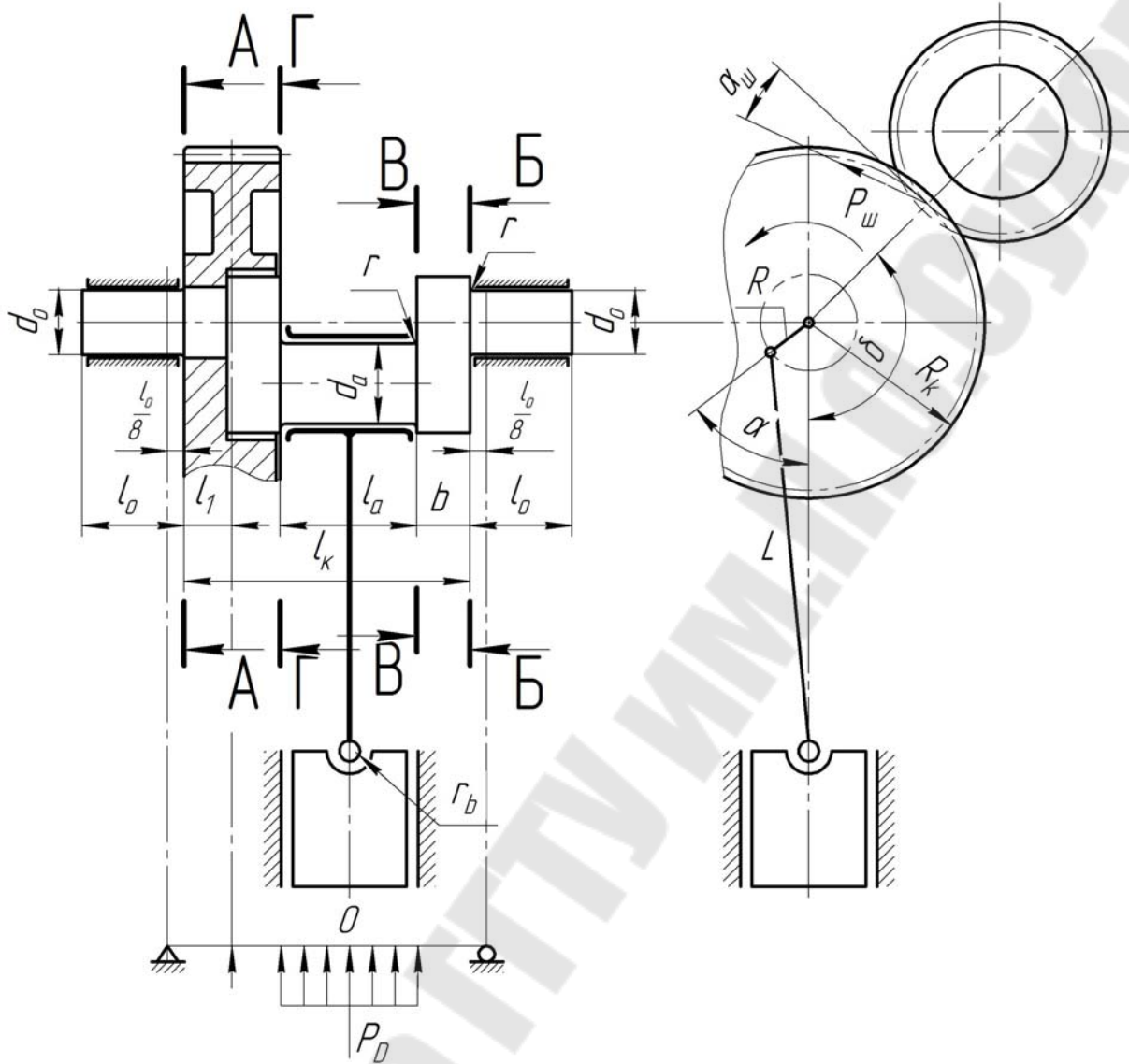


Рис. 1.11. Одноколенчатый вал с односторонним междуопорным приводом

Сечение Б-Б:

$$P_D = \frac{0,1d_0^3 \sigma_{-1и}}{nk_\sigma \sqrt{\Phi_\sigma^B} U_{и}},$$

$$\text{где } U_{и} = \left[ \frac{l_k - l_a + 0,125l_0}{l_k + 0,25l_0} + \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_K \cos \alpha_{ш}} \frac{l_1 + 0,125l_0}{l_k + 0,25l_0} \right] \frac{l_0}{8}.$$

Сечение В-В:

$$P_D = \frac{0,1d_o^3\sigma_{-1и}}{nk_3\sqrt{\Phi_\sigma^B U_{и}^2 + \Phi_\tau^B 0,062m_K^2}},$$

$$\text{где } U_{и} = \left[ \frac{l_K - l_a + 0,125l_o}{l_K + 0,25l_o} + \frac{m_K \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_K \cos \alpha_{ш}} \frac{l_1 + 0,125l_o}{l_K + 0,25l_o} \right] \left( \frac{l_o}{8} + b \right).$$

Радиус начальной окружности ведомого зубчатого колеса  $R_K$  определяется по соответствующей формуле рис.1.6 ПРИЛОЖЕНИЯ Б.

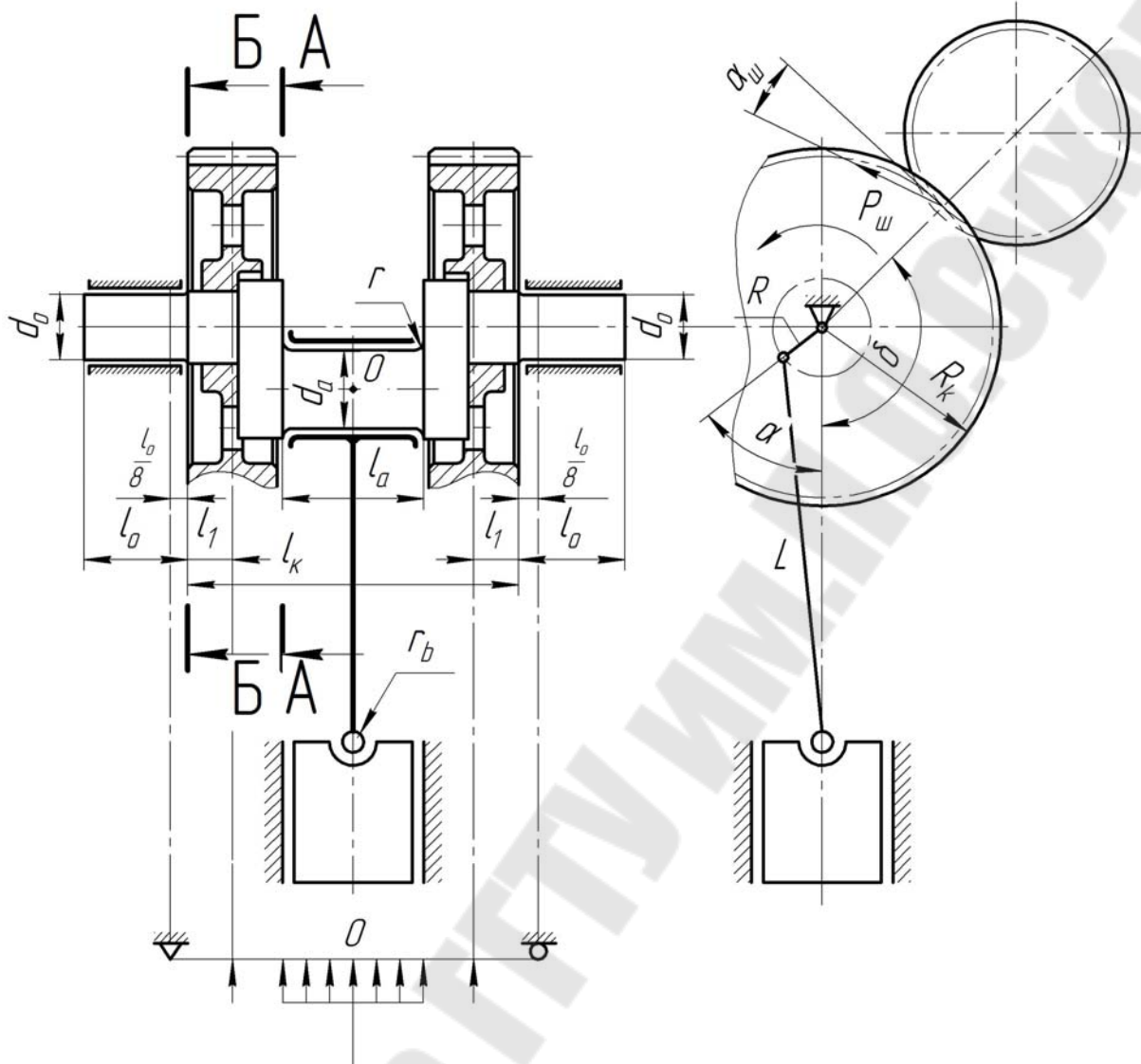


Рис. 1.12. Одноколенчатый вал с двухсторонним междуопорным приводом

Сечение Б-Б:

$$P_D = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1и}}{nk_3U_{и}\sqrt{\Phi_{\beta\sigma}^B}},$$

$$\text{где } U_{и} = 0,062l_0 \left[ 1 + \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_k \cos \alpha_{ш}} \right].$$



Сечение А-А:

$$P_D = \frac{0,1d_a^3 \sigma_{-1и}}{nk_3 U_{и} \sqrt{\Phi_{\sigma}^A}},$$

где  $U_{и} = 0,062l_o + 0,25(l_k - l_a) - \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_k \cos \alpha_{ш}} (0,062l_o + 0,5l_1)$ .

Радиус начальной окружности ведомого зубчатого колеса  $R_k$  определяется по соответствующей формуле рис.1.6 ПРИЛОЖЕНИЯ Б.

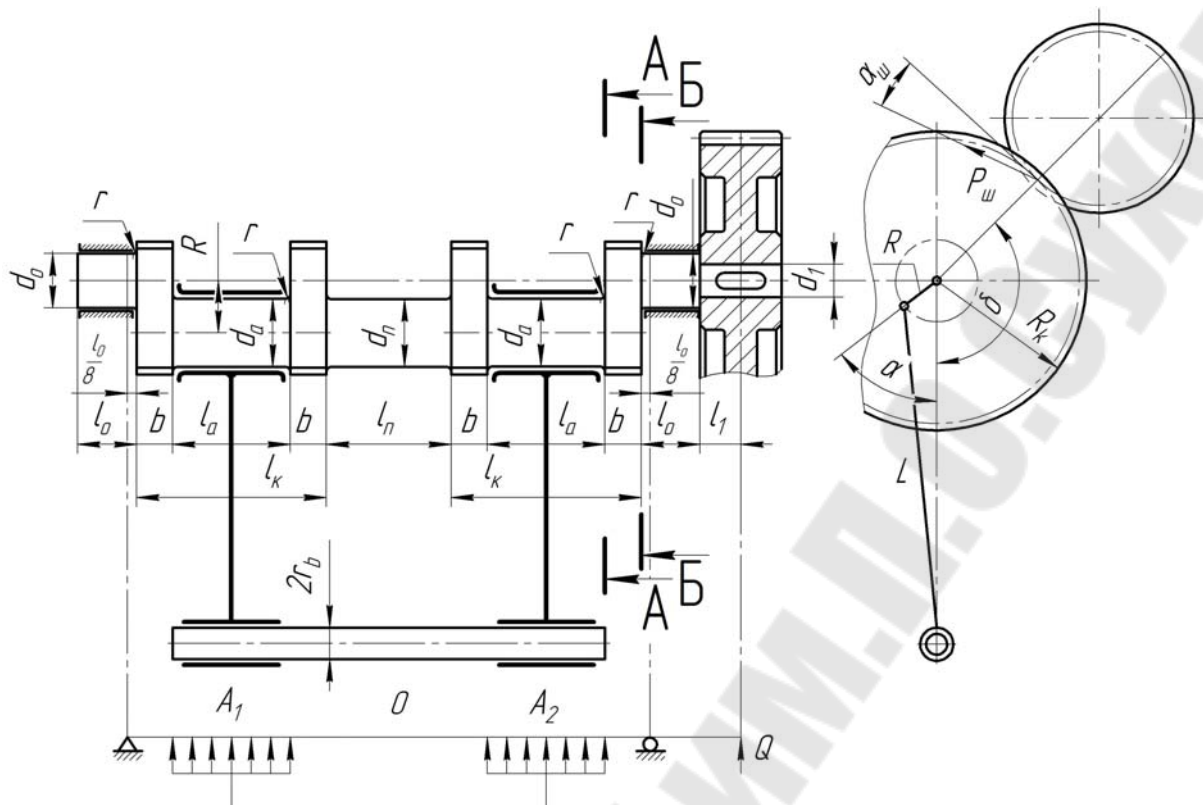


Рис. 1.13. Двухколенчатый вал на двух опорах с односторонним приводом

Сечение Б-Б:

$$P_D = \frac{0,1d_o^3\sigma_{-1и}}{nk_3\sqrt{\Phi_\sigma^B\left(0,062l_o - \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_K \cos \alpha_{ш}}(l_1 + 0,88l_o)\right)^2 + \Phi_\tau^B 0,25m_k^2}}$$

Сечение А-А:

$$P_D = \frac{0,1d_a^3\sigma_{-1и}}{nk_3\sqrt{\Phi_\sigma^A U_{и}^2 + \Phi_\tau^A 0,062m_k^2}},$$

$$\text{где } U_{и} = 0,062l_o + 0,5b - \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_K \cos \alpha_{ш}}(l_1 + 0,88l_o).$$

Радиус начальной окружности ведомого зубчатого колеса  $R_K$  определяется по соответствующей формуле рис. 1.6 ПРИЛОЖЕНИЯ Б.

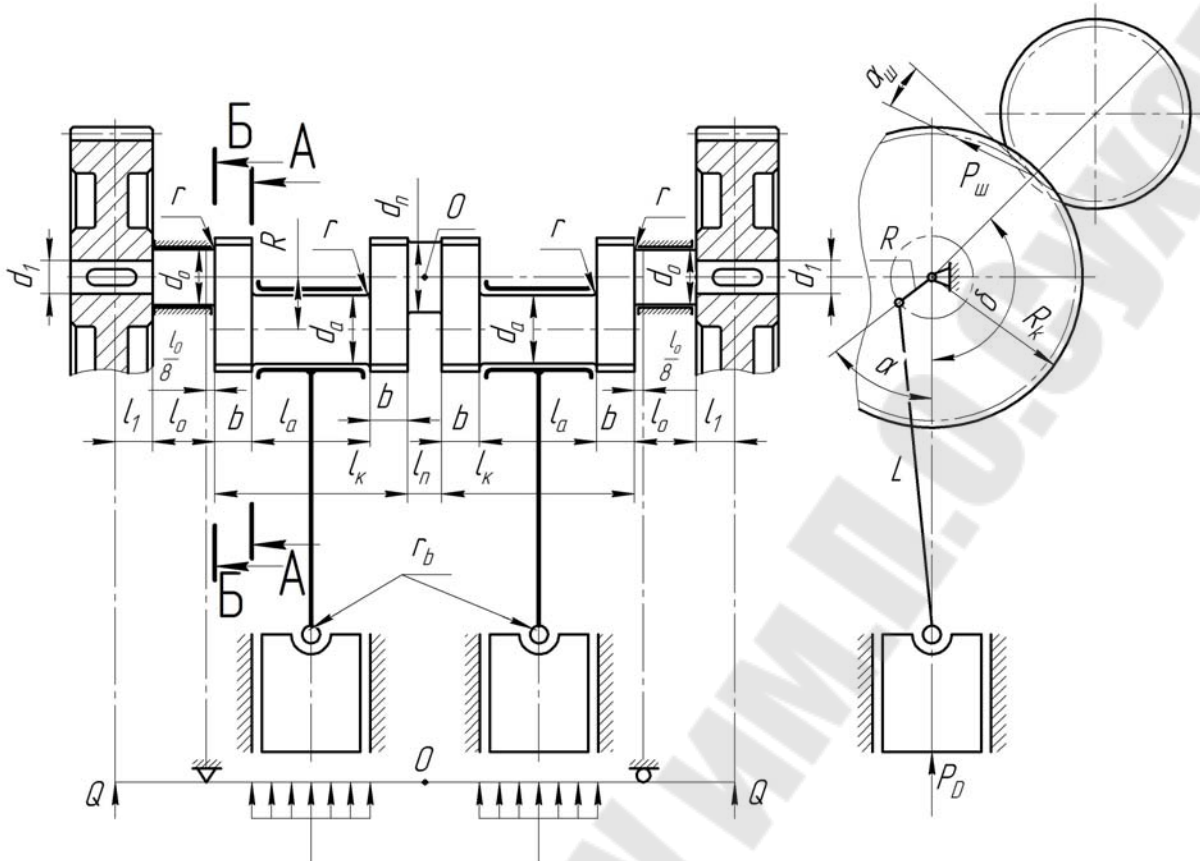


Рис. 1.14. Двухколенчатый вал на двух опорах с двухсторонним приводом

Сечение Б-Б:

$$P_D = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1и}}{nk_э\sqrt{\Phi_\sigma^Б\left[0,062l_0 - \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_K \cos \alpha_{ш}}(0,5l_1 + 0,44l_0)\right]^2 + \Phi_\tau^Б 0,062m_k^2}}$$

Сечение А-А:

$$P_D = \frac{0,1d_a^3\sigma_{-1и}}{nk_э\sqrt{\Phi_\sigma^А\left(0,062l_0 + 0,5b - \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_K \cos \alpha_{ш}}(0,5l_1 + 0,44l_0)\right)}}$$

Радиус начальной окружности ведомого зубчатого колеса  $R_K$  определяется по соответствующей формуле рис. 1.6 ПРИЛОЖЕНИЯ Б.

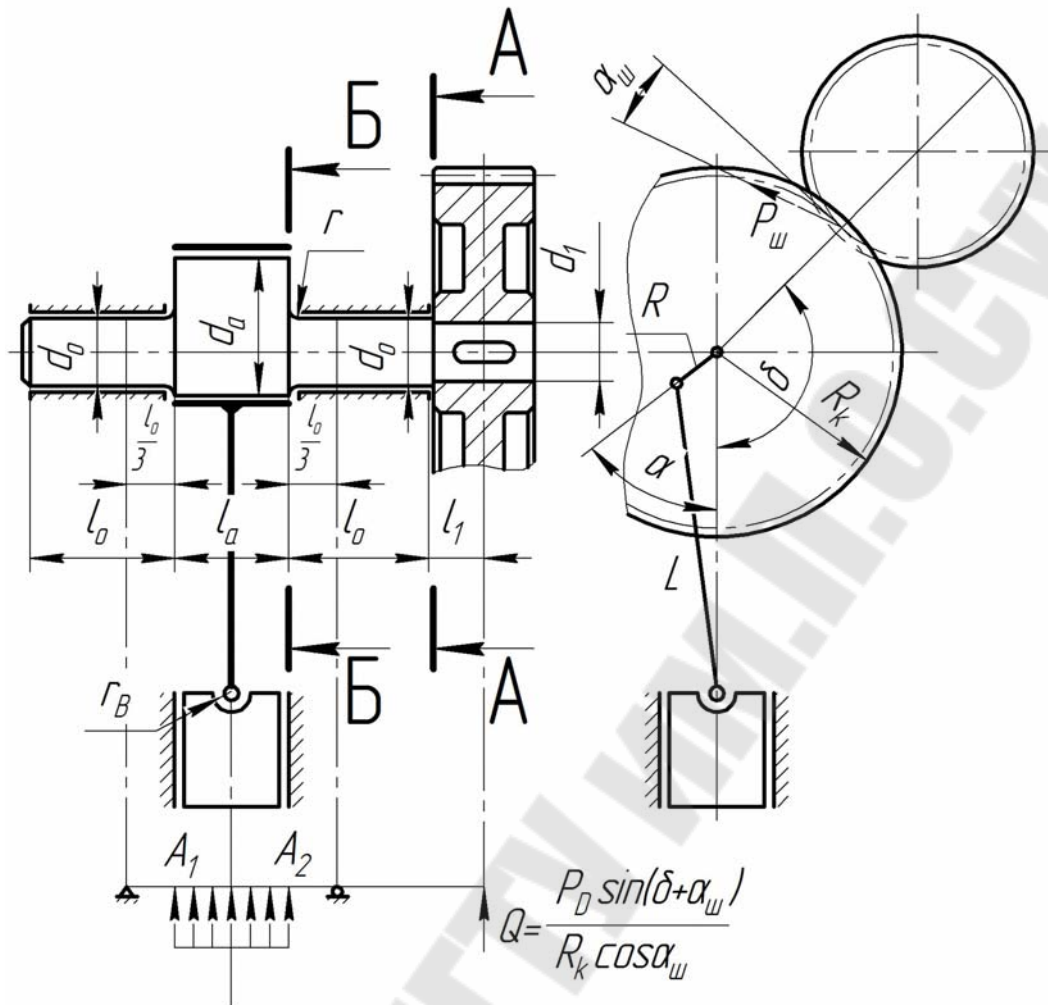


Рис. 1.15. Коленчатый вал эксцентрикового типа с односторонним зубчатым приводом

Сечение Б-Б:

$$P_D = \frac{0,1d_o^3 \sigma_{-1и}}{nk_3 \sqrt{\Phi_\sigma^B U_{и}^2 + \Phi_\tau^B (0,5m_K + 0,085d_o)^2}},$$

где  $U_{и} = 0,17l_o - (l_1 + 0,7l_o) \frac{m_K \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_K \cos \alpha_{ш}}$ .

Сечение А-А:

$$P_D = \frac{0,2d_1^3 \sigma_{-1и}}{nk_3 m_K \sqrt{0,25 \Phi_\sigma^A \left( \frac{0,25l_1}{R_K \cos \alpha_{ш}} \right)^2 + \Phi_\tau^A}}.$$

Радиус начальной окружности ведомого зубчатого колеса  $R_K$  определяется по соответствующей формуле рис. 1.6 ПРИЛОЖЕНИЯ Б.

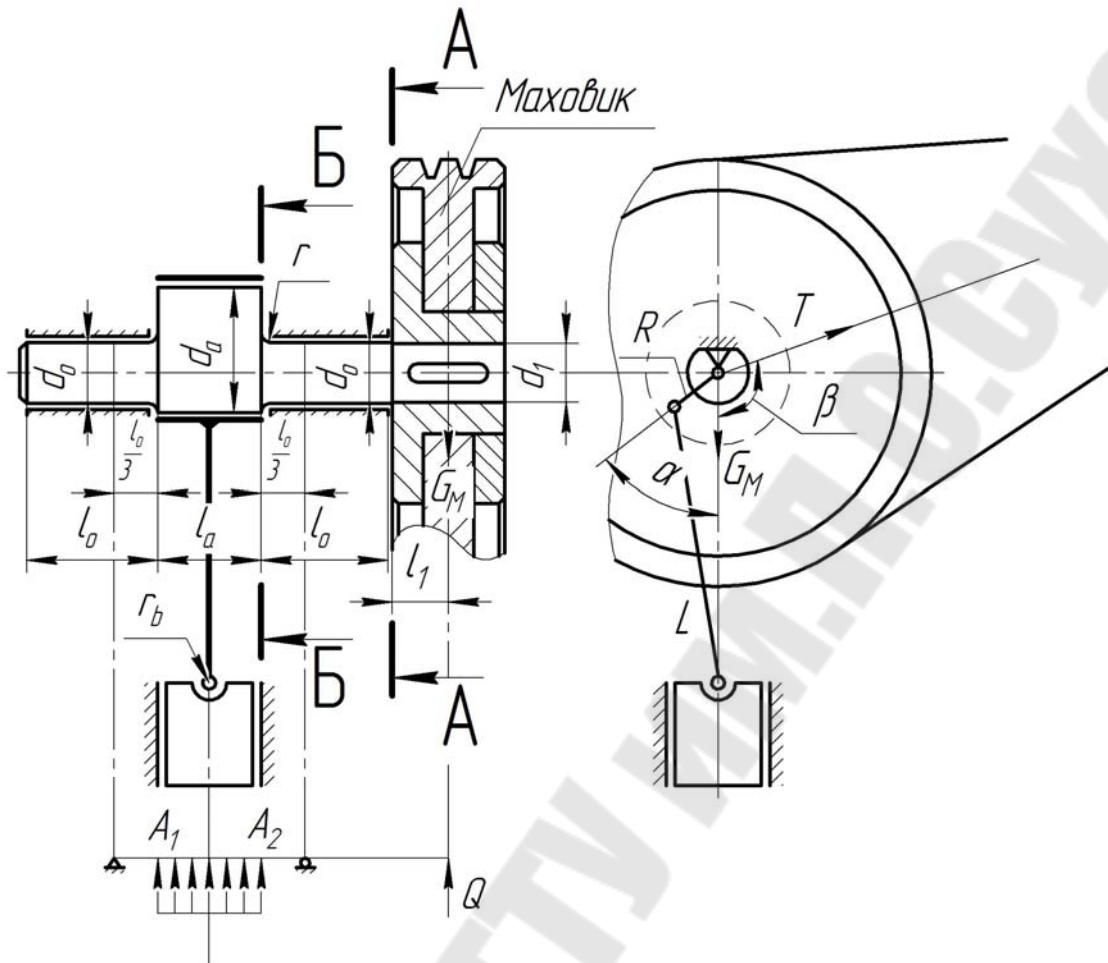


Рис. 1.16. Коленчатый вал эксцентрикового типа с односторонним приводом

Сечение Б-Б:

$$P_D = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1и}}{nk_э\sqrt{\Phi_\sigma^B 0,04l_0^2 + \Phi_\tau^B 0,25m_k^2}},$$

при  $S > d_0$   $P_D = \frac{0,2d_0^3\sigma_{-1и}}{nk_э\sqrt{\Phi_\tau^B(m_k + 0,17d_0)}}$ .

Сечение А-А:

$$P_D = \frac{0,2d_1^3\sigma_{-1и}}{nk_э\sqrt{\Phi_\sigma^A 4c^2l_1^2 + \Phi_\tau^A m_k^2}},$$

где  $c = \frac{G_M}{P_D}$  (где  $G_M$  – вес маховика.)

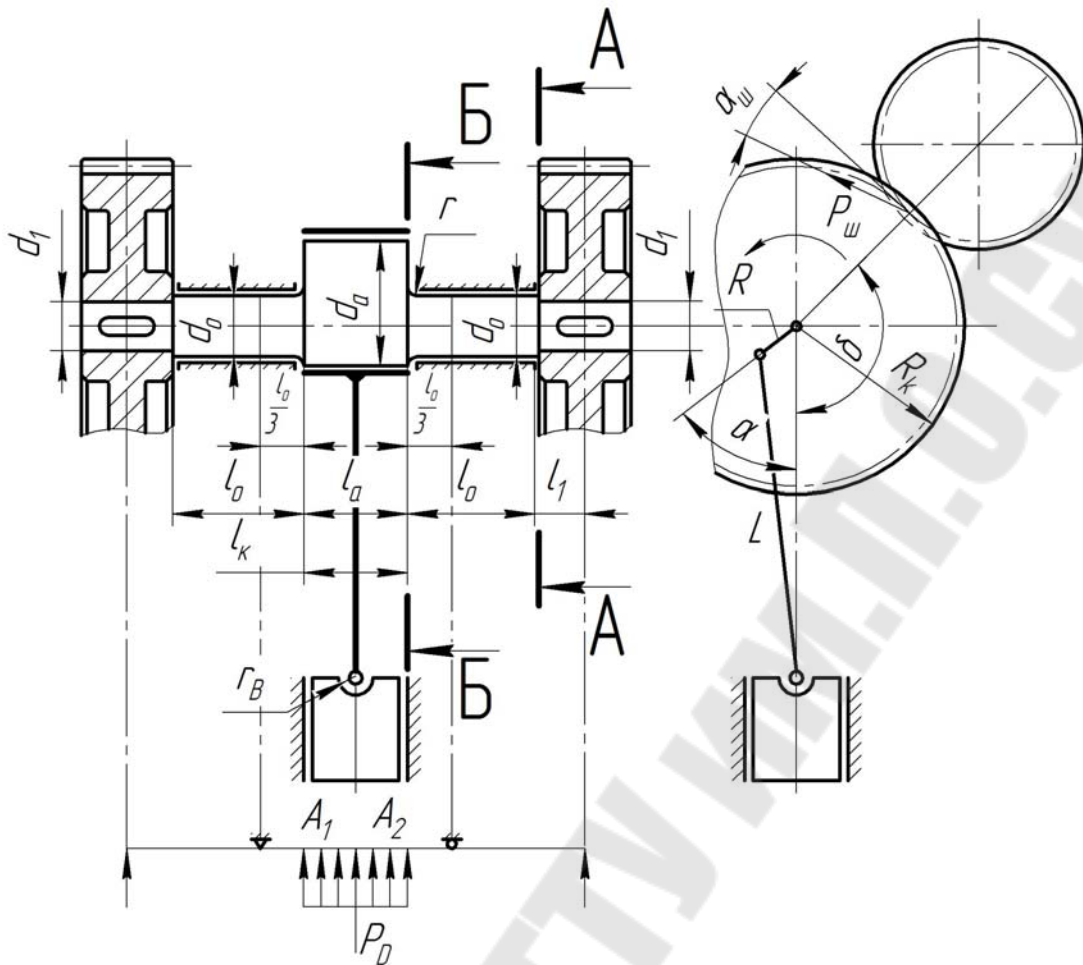


Рис. 1.17. Коленчатый вал эксцентрикового типа с двухсторонним зубчатым приводом

Сечение Б-Б:

$$P_D = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1и}}{nk_3\sqrt{\Phi_\sigma^B U_{и}^2 + \Phi_\tau^B (0,25m_k + 0,17d_0)^2}},$$

где  $U_{и} = 0,17l_0 - (0,5l_1 + 0,33l_0) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_k \cos \alpha_{ш}}$ .

Сечение А-А:

$$P_D = \frac{0,4d_1^3\sigma_{-1и}}{nk_3m_k\sqrt{\Phi_\sigma^A \left(\frac{0,25l_1}{R_k \cos \alpha_{ш}}\right)^2 + \Phi_\tau^A}}.$$

Радиус начальной окружности ведомого зубчатого колеса  $R_k$  определяется по соответствующей формуле рис. 1.6 ПРИЛОЖЕНИЯ Б.

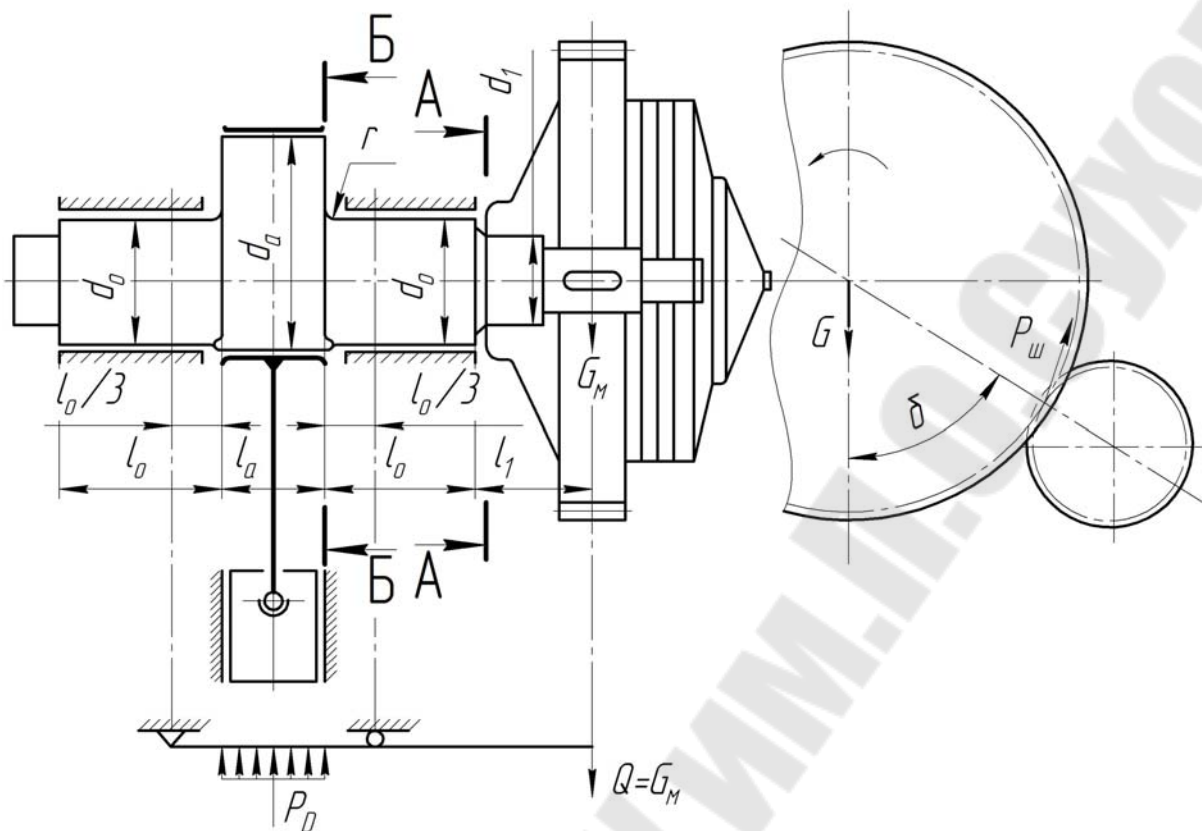


Рис. 1.18. Коленчатый вал эксцентрикового типа с односторонним зубчатым приводом с муфтой

Сечение Б-Б:

$$P_D = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1и}}{nk_3\sqrt{\Phi_\sigma^B U_{и}^2 + \Phi_\tau^B [0,5m_k + 0,085d_0]^2}},$$

$$\text{где } U_{и} = 0,17l_0 - (0,5l_1 + 0,7l_0) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_k \cos \alpha_{ш}}.$$

Радиус начальной окружности ведомого зубчатого колеса  $R_k$  определяется по соответствующей формуле рис.1.6 ПРИЛОЖЕНИЯ Б.

$$\text{При } S > d_0 \quad P_D = \frac{0,2d_0^3\sigma_{-1и}}{nk_3\sqrt{\Phi_\sigma^B (m_k + 0,17d_0)}}.$$

Сечение А-А:

$$P_D = \frac{0,2d_1^3 \sigma_{-1и}}{nk_{\sigma} \sqrt{\Phi_{\sigma}^A 4c^2 l_1^2 + \Phi_{\tau}^A m_K^2}},$$

где  $c = \frac{G_M}{P_D}$ ,

где  $G_M$  – вес муфты.



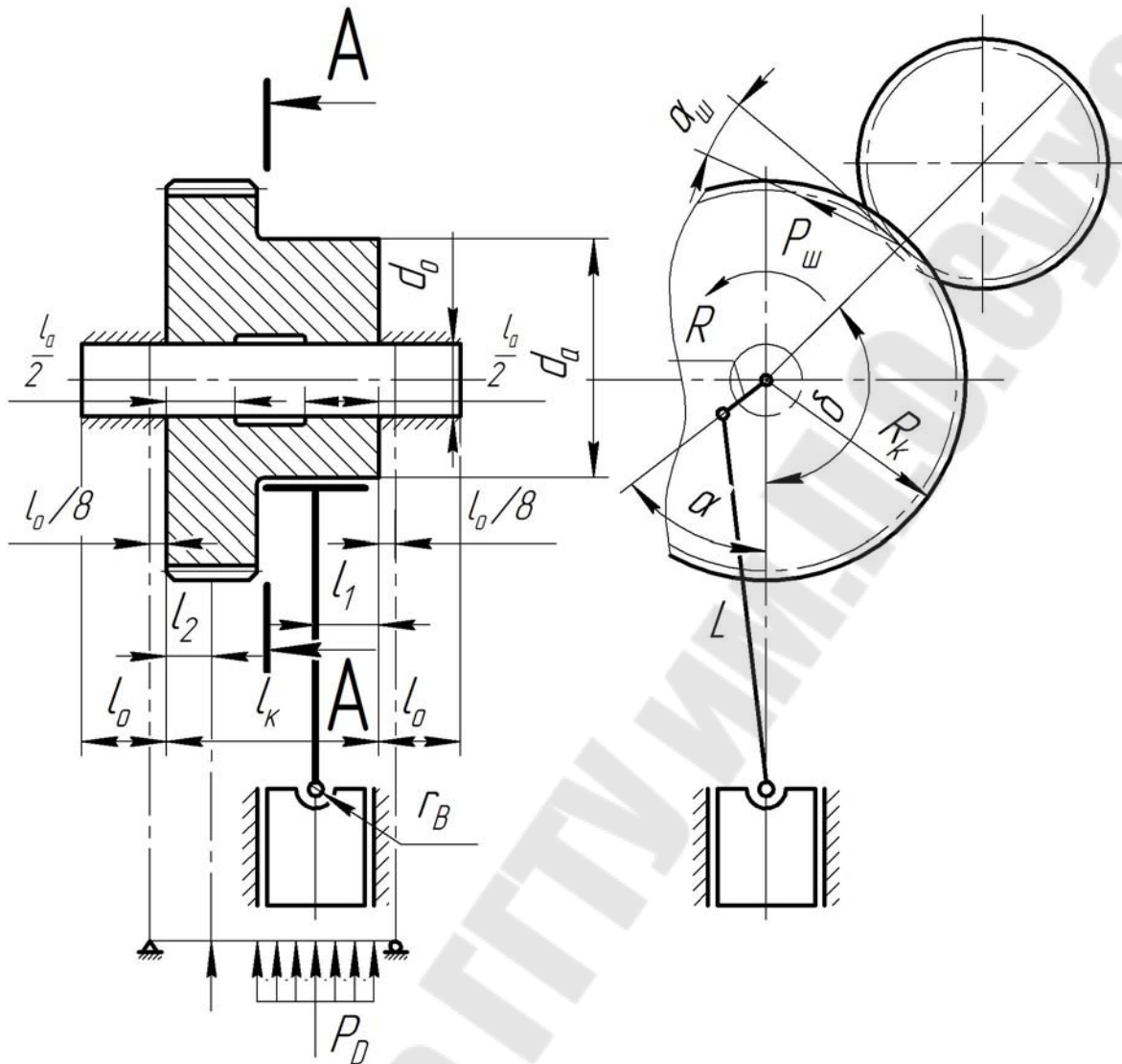


Рис. 1.19. Ось эксцентрика в междуопорном одностороннем приводе

Сечение А-А:

$$P_D = \frac{0,2d_0^3\sigma_{-1и}}{nk_\varepsilon\sqrt{\Phi_\sigma^A} \left[ \frac{l_k - l_1 + 0,125l_0}{l_k + 0,25l_0} + \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_k \cos \alpha_{ш}} \frac{l_2 + 0,0125l_0}{l_k + 0,25l_0} \right] (0,125l_0 + l_1)}.$$

Радиус начальной окружности ведомого зубчатого колеса  $R_k$  определяется по соответствующей формуле рис.1.6 ПРИЛОЖЕНИЯ Б.

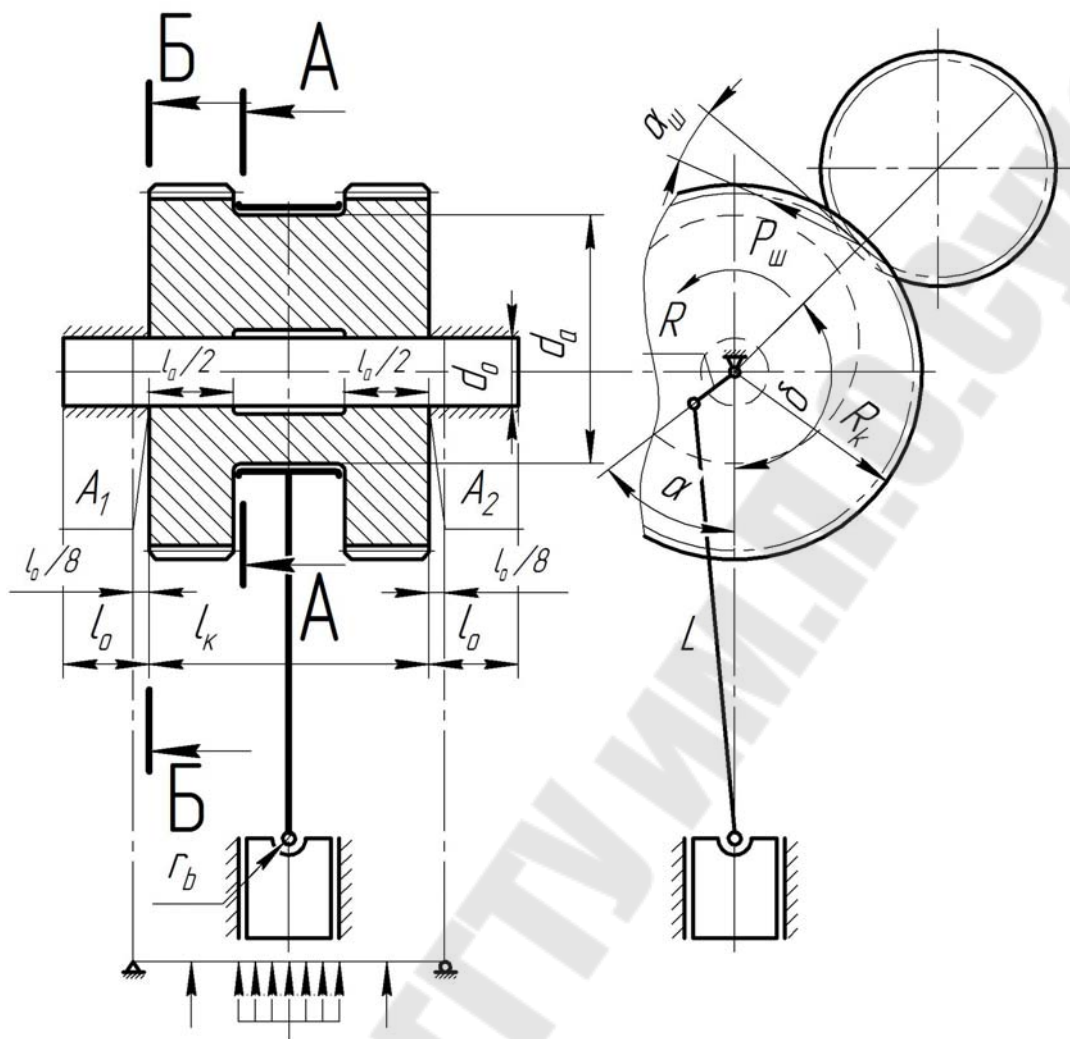


Рис. 1.20. Ось эксцентрика в междуопорном двухстороннем приводе

Сечение Б-Б:

$$P_D = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1и}}{nk_3 0,062l_0 \left(1 + \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_K \cos \alpha_{ш}}\right) \sqrt{\Phi_{\sigma}^B}}.$$

Сечение А-А:

$$P_D = \frac{0,2d_0^3\sigma_{-1и}}{nk_3 \sqrt{\Phi_{\tau}^A} \left(\frac{l_0}{16} + \frac{l_a}{4}\right) \left(1 + \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_K \cos \alpha_{ш}}\right)}.$$

Радиус начальной окружности ведомого зубчатого колеса  $R_K$  определяется по соответствующей формуле рис. 1.6 ПРИЛОЖЕНИЯ Б.

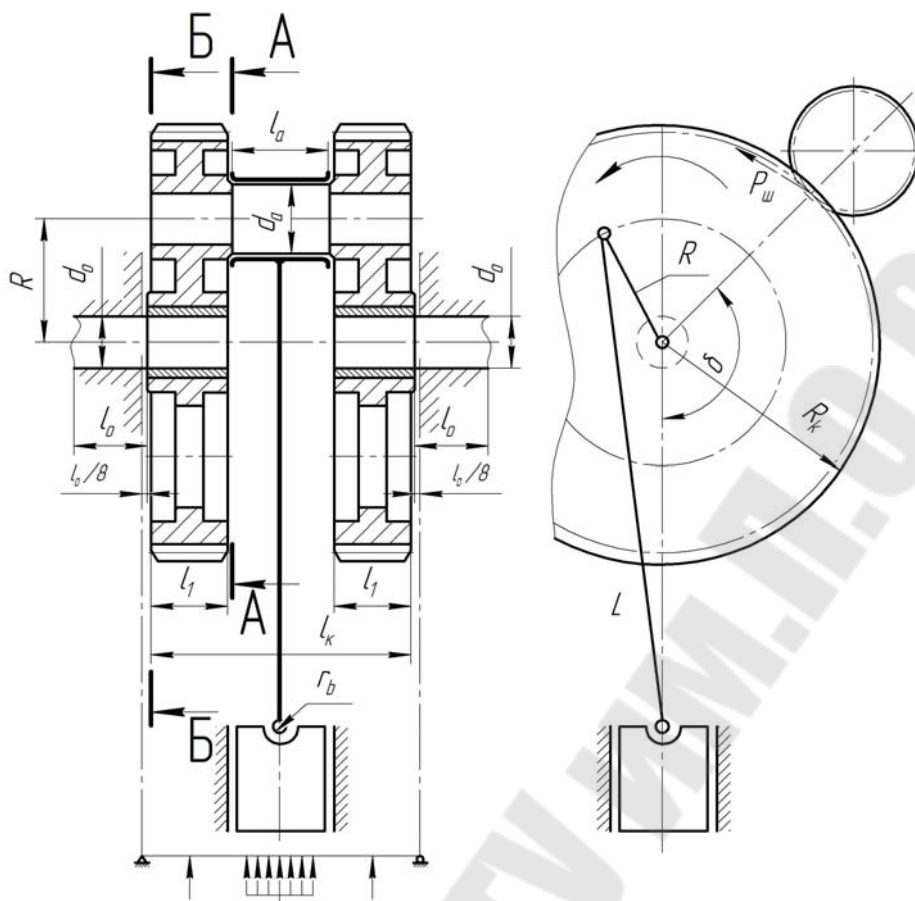


Рис. 1.21. Шестерне-эксцентрикый блок с шатунной осью  
(для вытяжных прессов)

Сечение Б-Б:

$$P_D = \frac{0,1d_o^3 \sigma_{-1и}}{nk_3 0,062l_o \left(1 + \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_K \cos \alpha_{ш}}\right) \sqrt{\Phi_{\sigma}^B}}.$$

Сечение А-А:

$$P_D = \frac{0,1d_a^3 \sigma_{-1и}}{nk_3 U_{и} \sqrt{\Phi_{\tau}^A}},$$

$$\text{где } U_{и} = 0,062l_o + 0,25(l_k - l_a) - \left(\frac{l_o}{16} + \frac{l_1}{4}\right) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_K \cos \alpha_{ш}}.$$

Радиус начальной окружности ведомого зубчатого колеса  $R_K$  определяется по соответствующей формуле рис. 1.6 ПРИЛОЖЕНИЯ Б.

ПРИЛОЖЕНИЕ В  
(рекомендуемое)

Примеры чертежей главных валов кривошипных машин

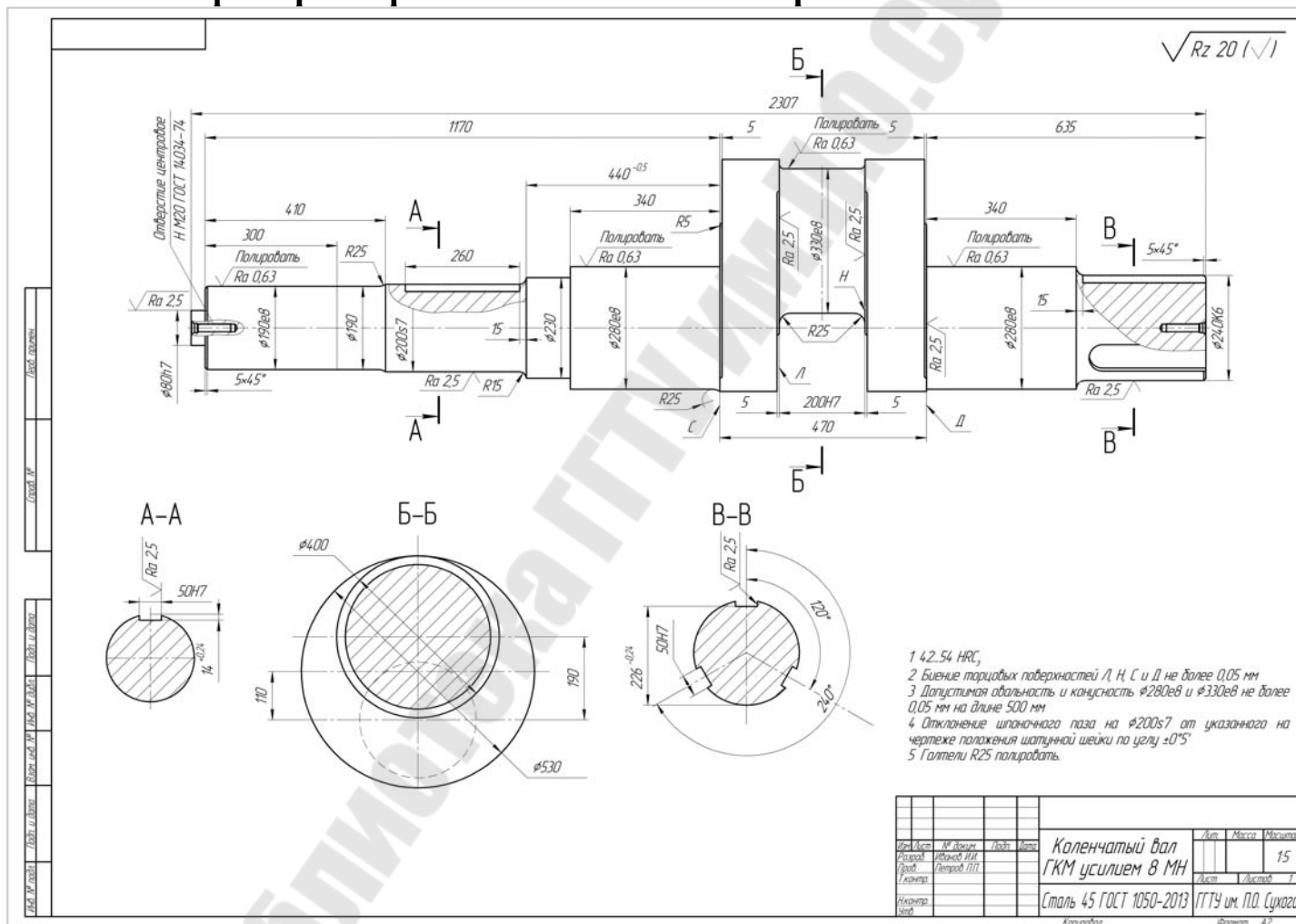


Рис. 1.22. Коленчатый вал ГKM усилим 8 МН

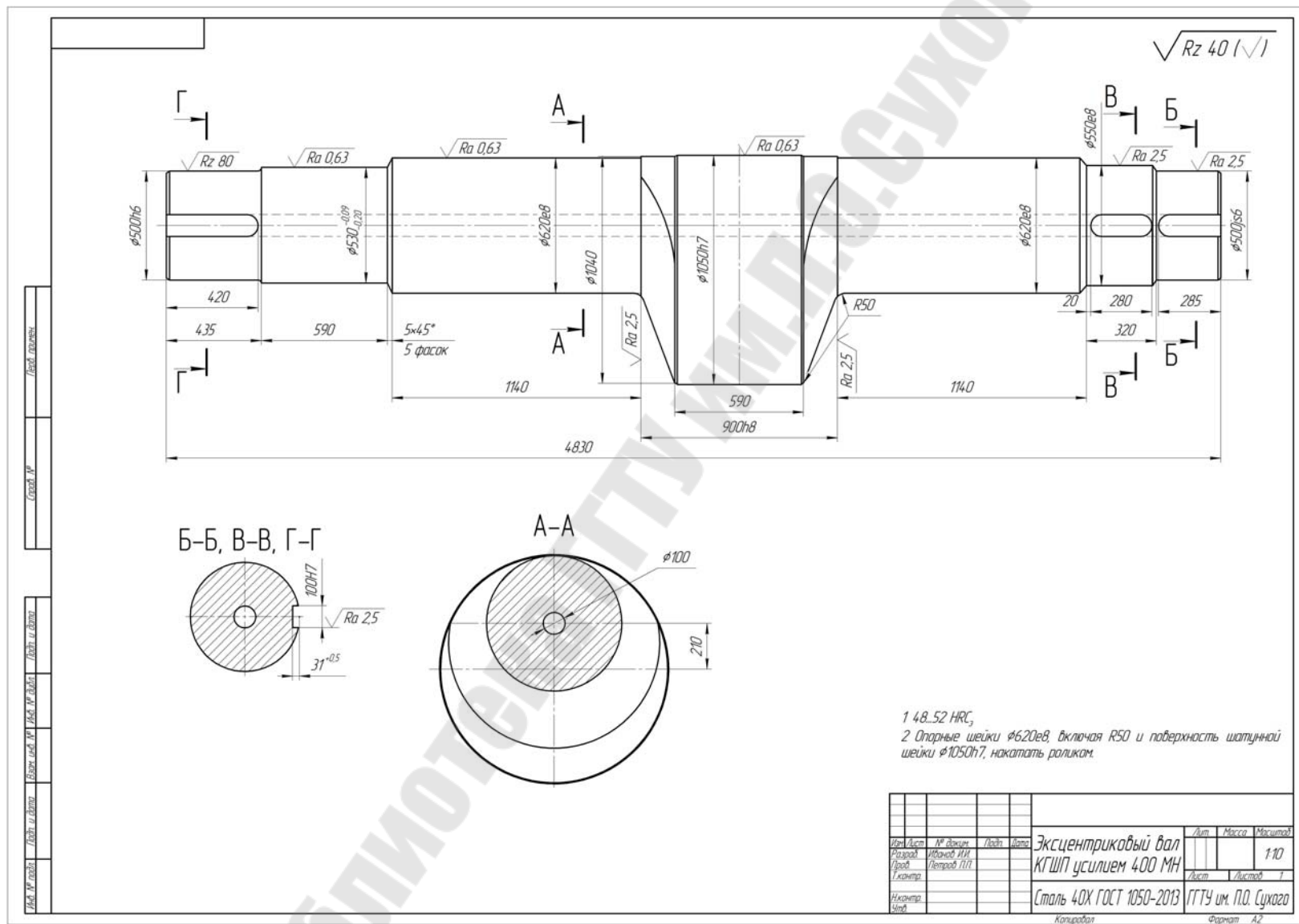


Рис. 1.23. Эксцентриковый вал КГШП усилием 400 МН

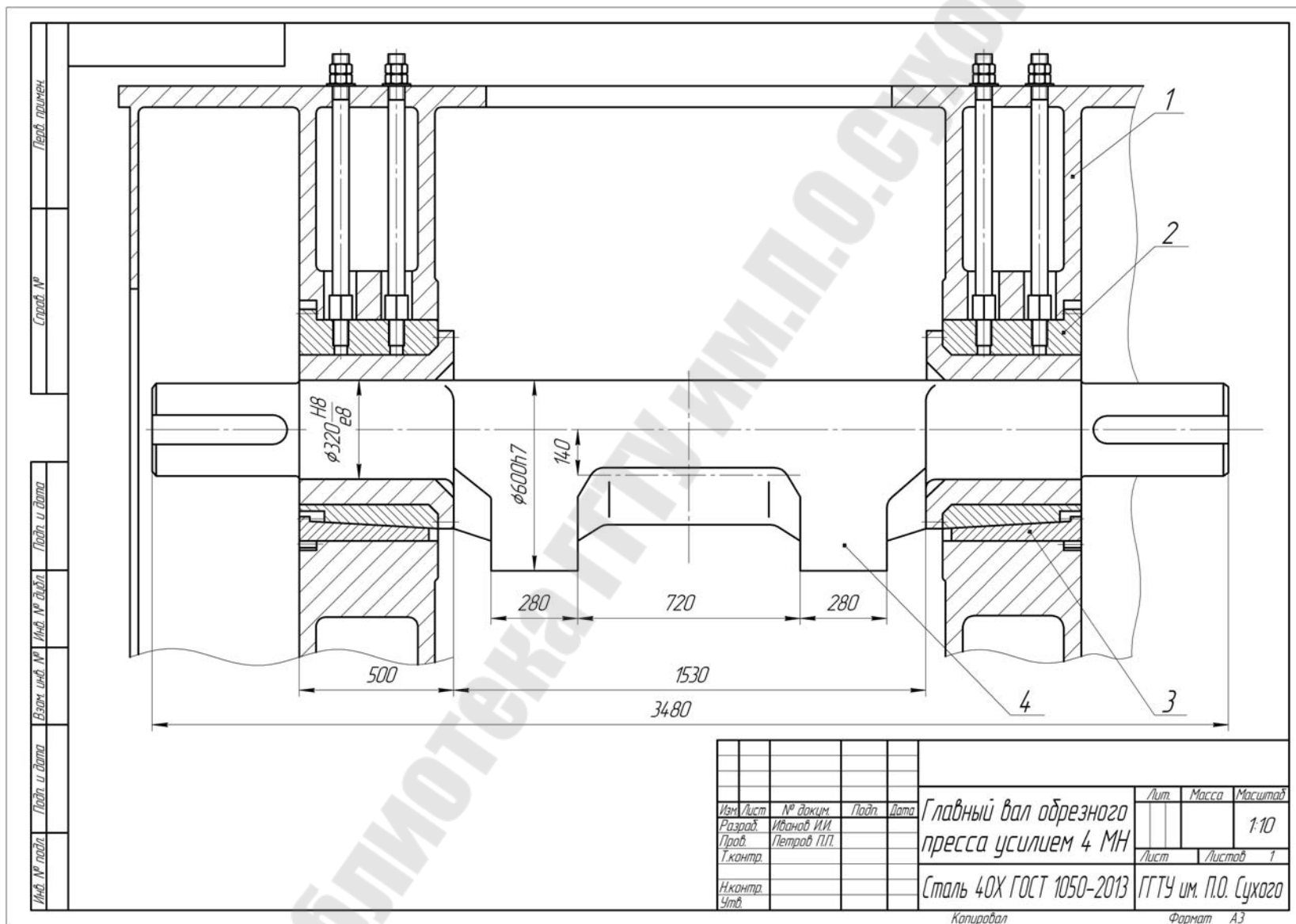


Рис. 1.24. Главный вал в сборе обрезающего пресса усилием 4 МН

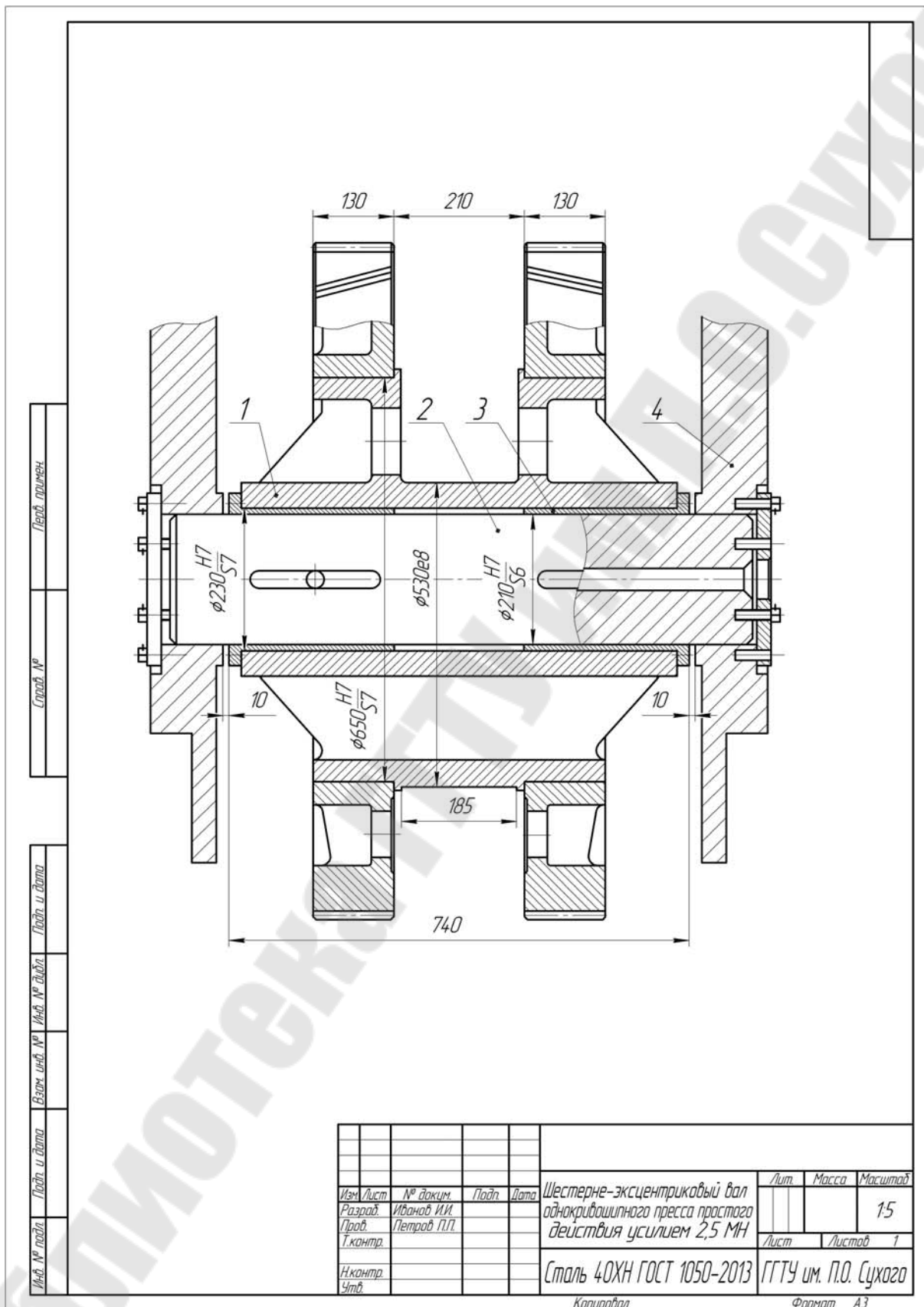


Рис. 1.25. Шестерне-эксцентриковый вал однокривошипного пресса простого действия усилием 2,5 МН

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1 Конструкции главных валов кривошипных машин.....	5
2 Проектирование главных валов.....	11
3 Прочностной расчет главных валов.....	16
Список литературы.....	25
ПРИЛОЖЕНИЕ А (справочное).....	26
ПРИЛОЖЕНИЕ Б (рекомендуемое).....	29
ПРИЛОЖЕНИЕ В (рекомендуемое).....	52



# **КУЗНЕЧНО-ШТАМПОВОЧНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ: РАСЧЕТ ГЛАВНЫХ ВАЛОВ КРИВОШИПНЫХ МАШИН**

## **Практикум**

**для студентов специальностей 1-36 01 05 «Машины  
и технология обработки материалов давлением»  
и 1-42 01 01 «Металлургическое производство  
и материалобработка (по направлениям)»  
специализации 1-42 01 01-02 01  
«Обработка металлов давлением»  
дневной и заочной форм обучения**

**Составители: Буренков Валерий Филиппович  
Целуева Светлана Николаевна  
Целуев Михаил Юрьевич**

Подписано к размещению в электронную библиотеку  
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного  
учебно-методического документа 06.04.23.

Рег. № 22Е.  
<http://www.gstu.by>