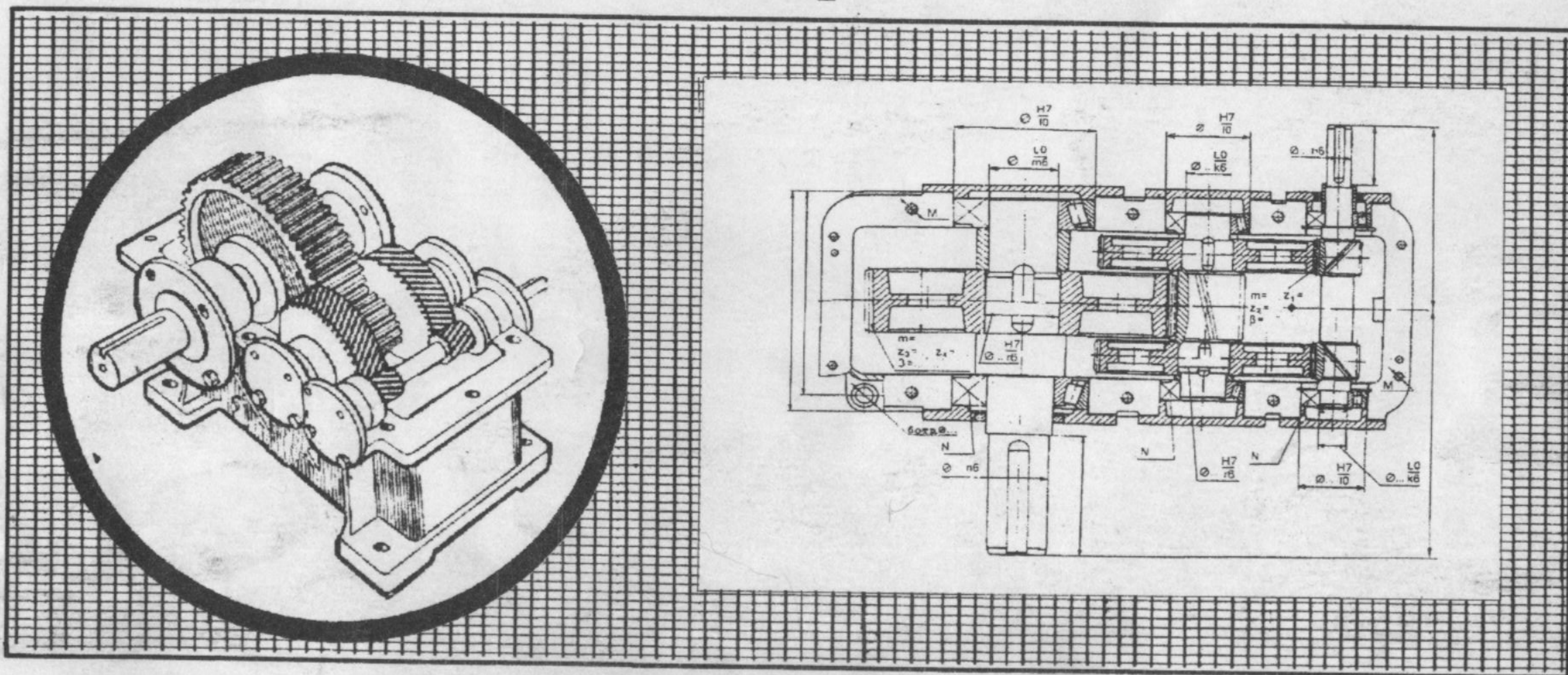


К.П. Жуков Ю.Е. Гуревич

Атлас конструкций механизмов, узлов и деталей машин

ЧАСТЬ I



Москва 2000 г.

6218
МЖК

НТБ МГТУ <СТАНКИН>



00099553

Министерство образования Российской Федерации

Московский Государственный Технологический Университет "Станкин"

К.П. Жуков, Ю.Е. Гуревич

**Атлас конструкций механизмов, узлов и
деталей машин
ЧАСТЬ 1**

Рекомендовано Учебно-методическим объединением по образованию в области автоматизированного машиностроения (УМО АМ) в качестве учебного пособия для студентов вузов, обучающихся по направлениям "Технология, оборудование и автоматизация машиностроительных производств", "Автоматизация и управление" и специальностям "Технология машиностроения", "Металлорежущие станки и инструменты", "Автоматизация технологических процессов и производств".

МОСКВА 2000

Предисловие

В комплексе учебной литературы по курсу «Основы конструирования машин» данный альбом является одной из составляющих, цель которой — обеспечить студентов необходимыми материалами для самостоятельной работы при выполнении курсового проекта.

Другой целью альбома является ознакомить студентов с многочисленными конструкциями редукторов и коробок скоростей, в том числе, применяемых в промышленности.

Объем и содержание изложенных в альбоме чертежей по типовым деталям и конструкциям узлов в основе своей отражают требования программы, предъявляемые к курсовому проекту, выполняемому студентами машиностроительных специальностей вузов.

Кроме конструкций типовых узлов, деталей и механизмов общего назначения в альбоме даются некоторые справочные материалы из стандартов, представляющие интерес при проектировании редукторов, коробок скоростей, а также машиностроительных конструкций, распространенных во многих отраслях производства.

Основные группы узлов, деталей и механизмов выполнены в виде принципиальных конструкций без численных размеров. То же относится к рассмотренным конструкциям редукторов и коробок скоростей.

В отдельных случаях представлены принципиальные схемы или компоновки составляющих элементов той или иной конструкции с минимальным числом их проекций, что позволяет охватить большее по своему разнообразию и объему число конструкций узлов и механизмов и дает возможность студентам при вы-

полнении курсового проекта проявить самостоятельность при конструировании.

Альбом состоит из двух частей. В первой части представлены конструкции редукторов общего и специального назначения (зубчатых, червячных, планетарных, волновых), коробок скоростей и вариаторов, близкие по своей тематике выполняемым в процессе курсового проектирования в МГТУ «Станкин» по курсу «Основы конструирования машин». В альбоме обобщен накопленный опыт в области редукторостроения и конструирования коробок скоростей, систематизированы наиболее удачные их конструкции. Всего приведено более 125 конструкций редукторов, коробок скоростей и вариаторов. Во второй части приведен материал по конструированию деталей и узлов машин (валов, деталей передач, муфт, корпусных деталей, механизмов управления, опор валов, уплотнений, соединений и т.д.) с необходимым количеством справочных материалов. Там же приведены примеры выполнения рабочих чертежей и чертежей общего вида.

Все чертежи содержат указания на простановку необходимых размеров, посадок, допусков, отклонений, шероховатостей и других технических требований.

К каждому разделу альбома даются краткие пояснения, цель которых — облегчить восприятие студентами приведенного графического материала, а также систематизировать приведенные конструкции.

Часть I. Конструкции редукторов, коробок скоростей и вариаторов

Глава 1. Редукторы общего назначения

Редукторы предназначены для уменьшения частоты вращения и увеличения вращающего момента на тихоходном валу и состоят из одной или ряда последовательно расположенных передач.

Размещение передач в отдельном корпусе дает возможность расположить опоры валов со строго выдержанными точными межосевыми расстояниями либо соосностью, защитить передачи от попадания грязи и обеспечить условия их эффективной смазки.

1. Зубчатые и червячные редукторы

Зубчатые и червячные редукторы применяются в самых разных отраслях машиностроения и поэтому они весьма разнообразны по своим кинематическим схемам и конструктивному исполнению. Эти редукторы могут служить для передачи вращения между параллельными, пересекающимися и перекрещивающимися валами. Для передачи вращения между параллельными валами служат редукторы с цилиндрическими зубчатыми передачами (цилиндрические редукторы). При необходимости передачи вращения между пересекающимися валами используются конические зубчатые передачи (конические редукторы). Для передачи вращения между перекрещивающимися валами применяются червячные передачи (червячные редукторы).

Редукторы, состоящие только из одной передачи (одноступенчатые), применяются относительно редко. Больше распространение получили двух-, трех- и многоступенчатые редукторы,

которые могут состоять как из однотипных передач, так и быть комбинированными, т.е. состоять из передач разного типа (цилиндрическо-конические, червячно-цилиндрические редукторы и т.д.). Общее передаточное число редуктора зависит от числа ступеней и типа передач.

Редукторы по исполнению подразделяются на редукторы общего назначения - с определенными параметрами, ограниченными ГОСТами и нормами, предназначенные для использования на различных машинах, и специального назначения, к которым предъявляются специфические требования эксплуатации и режима работы машины.

Допустимое отклонение значения передаточного числа составляет $\pm 2,5\%$ и $\pm 4\%$ соответственно для редукторов с общим передаточным числом $u_{\text{общ}} \leq 4,5$ и $u_{\text{общ}} \geq 5$.

Зубчатые и червячные редукторы применяются в различных отраслях машиностроения и разнообразны по кинематическим схемам и конструктивному исполнению. На листах (1-33) представлены зубчатые и червячные редукторы общего назначения, используемые обычно в составе приводов различных машин, к которым не предъявляются особые требования.

В указанных редукторах применяются зубчатые колеса с прямыми, наклонными и шевронными зубьями, а в червячных передачах червяки цилиндрической или глобоидной формы.

1.1. Цилиндрические редукторы

Цилиндрические редукторы являются наиболее простыми и распространенными в машиностроении и применяются для передачи вращения между параллельными и соосными валами. В этих редукторах наиболее широкое распространение получили косозубые передачи, обеспечивающие более высокую плавность работы и в ряде случаев меньший весовой показатель (отношение массы редуктора к вращающему моменту на тихоходном валу). В то же

время наличие осевых сил в зацеплении вызывает необходимость усиления подшипниковых узлов. Поэтому при больших осевых усилиях рационально применение более сложных шевронных передач, в которых осевые усилия скомпенсированы.

К основным параметрам цилиндрических зубчатых передач относятся: модуль, межосевое расстояние, передаточные числа и ширина зубчатых колес, регламентированные стандартом (см. табл. 1-4).

Таблица 1

Модуль m , мм

1-й ряд	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10
2-й ряд	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	

Таблица 2

Межосевые расстояния a , мм

1-й ряд	40	50	63	80	100	125	—	160	—	200	—	250
2-й ряд	—						140	—	180	—	225	—
1-й ряд	—	315	—	400	—	500	—	630	—	800	—	1000
2-й ряд	280	—	355	—	450	—	560	—	780	—	900	—

Таблица 3

Номинальные передаточные числа u

1-й ряд	1	1,25		1,6		2		2,5		3,15
2-й ряд	1,12		1,4		1,8		2,24		2,8	
1-й ряд		4		5		6,3		8		10
2-й ряд	3,55		4,5		5,6		7,2		9	

Таблица 4

Коэффициент ширины зубчатых колес $\psi_{ва}$

$\psi_{ва}$	0,100	0,125	0,160	0,200	0,250	0,315	0,400	0,500	0,630	0,800	1,0	1,5
-------------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-----	-----

Величины межосевого расстояния определяются расчетом на усталостную контактную прочность поверхностей зубьев, а модули исходя из прочности зубьев на изгиб. Обычно принимаются минимальные значения модулей, что позволяет изготавливать передачи с большей точностью, высокой чистотой поверхности зубьев, меньшей массы и обеспечивающие небольшие потери на трение в зацеплении. Кроме того, в этом случае при закалке колес в процессе термообработки меньше искажается форма их зубьев и обеспечивается хорошая и более быстрая приработка зацепления.

Ширина зубчатых колес определяется через коэффициент ширины $\psi_{ва}$, т.е. $b = \psi_{ва}a$ и принимает ближайшее к полученному значению из нормального ряда чисел.

При выборе коэффициента $\psi_{ва}$ необходимо принимать во внимание направление зубьев, материал зубчатых колес и вид термообработки, точность изготовления, окружную скорость, значение модуля, схему редуктора и ряд других факторов.

Обычно рекомендуется выбирать узкие колеса, т.к. в этом случае получается более высокая точность изготовления и значительно снижается неравномерность распределения нагрузки по ширине венца вследствие деформации валов, погрешностей изготовления и монтажа передачи.

При твердости поверхностей зубьев $HВ \leq 350$ рекомендуется принимать твердость зубьев шестерни на 30-50 единиц больше твердости зубьев колеса. В тех случаях, когда твердость зубьев шестерни значительно больше твердости зубьев колеса, ее ширина должна быть на 5-20 мм больше ширины колеса. Это исключает образования на зубьях колеса уступа при относительном осевом смещении шестерни и колеса в процессе эксплуатации. При

твердости поверхностей зубьев обеих колес пары $HV \geq 350$ их ширину обычно принимают одинаковой.

Для прямозубых и косозубых колес с цементированными закаленными поверхностями зубьев рекомендуется принимать $\psi_{\text{ва}} = 0,3 \dots 0,5$, а при консольном расположении $\psi_{\text{ва}} \leq 0,3$. При $H < 350 HV$ данные значения могут быть увеличены в $1,5 \dots 1,8$ раза.

У косозубых колес для обеспечения осевого коэффициента перекрытия $\epsilon_{\beta} > 1$ необходимо обеспечить значения

$$\psi_{\text{ва}} \geq \left[(2,2 \dots 2,4) \times \frac{\pi}{(u \pm 1) \times Z_1} \right] \times \text{ctg} \beta.$$

При $\epsilon_{\beta} < 1$ передача будет работать менее плавно, с большими динамическими усилиями.

Углы наклона линии зубьев в косозубых передачах следует принимать в пределах $\beta = 8^\circ - 15^\circ$. При угле наклона линии зуба $\beta > 10^\circ$ рекомендуется устанавливать радиально-упорные подшипники с большим углом контакта.

Для шевронных колес угол наклона линии зубьев рекомендуется назначать $\beta = 30^\circ - 40^\circ$. Быстроходные передачи с шевронным зацеплением обычно выполняются с коэффициентом $\psi_{\text{ва}} = 0,4 \dots 1,0$.

Суммарное число зубьев принимается в средне-твердых зубчатых передачах при спокойной нагрузке ≤ 200 ; при умеренных перегрузках $\leq 130 \dots 170$, а в высокотвердых передачах от 40 до 120.

1.1.1. Цилиндрические одноступенчатые редукторы

Кинематические схемы одноступенчатых цилиндрических редукторов возможны двух вариантов:

1. Оси валов горизонтальны и располагаются в плоскости, параллельной основанию корпуса (рис. 1', а);

2. Оси валов горизонтальны и располагаются в плоскости, перпендикулярной основанию корпуса (рис. 1', б).

Одноступенчатые зубчатые цилиндрические редукторы изготавливаются с передаточными числами $u \leq 7,5$ ($u_{\text{max}} \leq 10$), т.к. повышение передаточного числа ведет к уменьшению диаметральных размеров быстроходного вала и к увеличению его деформации в процессе работы, а также к увеличению габаритов редуктора, определяемого размерами ведомого колеса.

Конструкции одноступенчатых зубчатых цилиндрических редукторов общего назначения приведены на листах 1-6 (рис. 1-12).

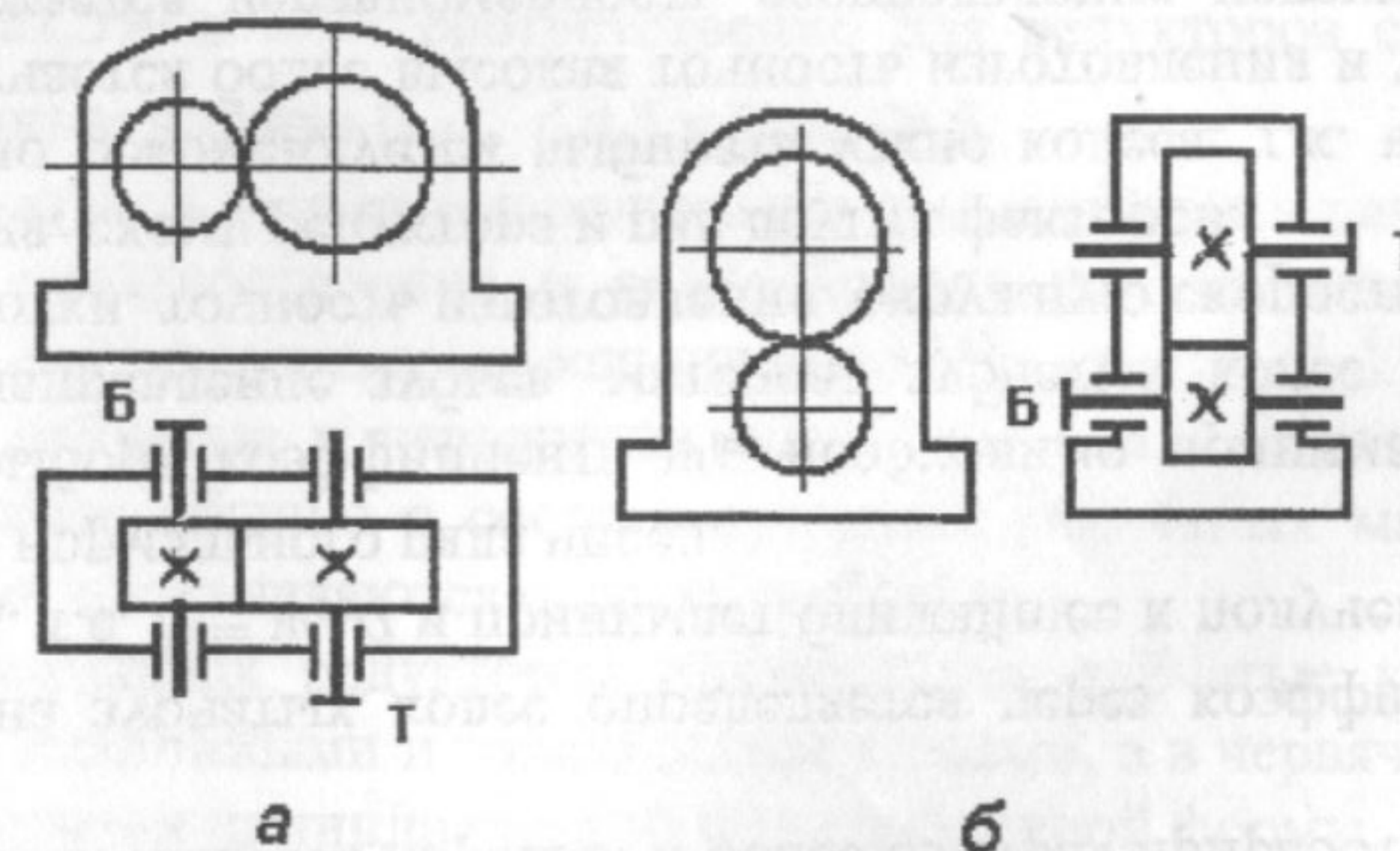


Рис. 1'. Кинематические схемы цилиндрических одноступенчатых редукторов

На рис. 1-4 оси валов располагаются в плоскости, параллельной основанию корпуса. На рис. 1-3 корпуса редукторов выполнены разъемными по плоскости осей валов, что существенно облегчает их сборку, а на рис. 4 - неразъемным с наличием для облегчения сборки привертного торцевого фланца. При разъемном корпусе обычно используются закладные (врезные) крышки (рис. 1 и 3) или привертные (накладные) (рис. 2). На рис. 1 зубчатая передача является прямозубой, на рис. 2-4 зубчатые передачи

— косозубые. В связи с этим в первой конструкции используются радиальные шариковые подшипники, в остальных — радиально-упорные конические.

Для регулирования натяга в радиально-упорных подшипниках применяются металлические прокладки под фланцами крышек (рис. 2 и 4) или шлифованные кольца соответствующей толщины, устанавливаемые между крышкой и наружными кольцами подшипников.

Обычно шестерни изготавливают за одно целое с валом. Концы валов на рис. 3 выполнены коническими, в остальных конструкциях цилиндрическими.

Разъемные корпуса выполнены бесфланцевыми и крышки крепятся к корпусу винтами. Крепление корпуса к основанию на рис. 1 и 3 выполнено в нишах, что является более современным.

На рис. 5 и 6 (лист 3) приведены конструкции зубчатых одноступенчатых вертикальных редукторов с различными исполнениями корпуса и расположениями валов: в первой конструкции тихоходный вал расположен под быстроходным, во втором — над ним. Разъем корпуса в обоих случаях выполнен по плоскости оси тихоходного вала.

На рис. 7 и 8 (лист 4) представлены конструкции одноступенчатых шевронных редукторов. В первом варианте «плавающим» является быстроходный вал, расположенный с тихоходным валом в одной плоскости (плоскости разъема корпуса редуктора). Во втором варианте с наклонным расположением линии центров «плавающим» является тихоходный вал, ось которого расположена в плоскости разъема редуктора, а быстроходный вал установлен в верхней части корпуса (менее распространенный вариант).

На рис. 9 и 10 (лист 5) приведены конструкции одноступенчатых редукторов с внутренним зацеплением. Первый вариант редуктора выполнен с разъемным корпусом, а второй не имеет плоскости разъема. Поэтому для сборки редуктора используется фланцевая крышка соответствующих размеров.

В указанных конструкциях опорные узлы быстроходного

вала выполнены различно — в нижней или в верхней частях редуктора.

На рис. 11 и 12 (лист 6) представлены одноступенчатые редукторы с цилиндрическими колесами, имеющие по два тихоходных вала.

В первой конструкции быстроходный вал расположен в верхней части разъемного корпуса, а тихоходные валы имеют противоположное вращение. Во второй — быстроходный вал расположен в плоскости разъема корпуса, как и тихоходные валы, которые в данном случае вращаются в одном направлении.

В приведенных конструкциях редукторов смазка осуществляется из общей масляной ванны: зубчатых колес — окунанием, подшипников — разбрызгиванием.

Отработанная смазка сливается через отверстие в нижней части корпуса, закрываемое пробкой. Для заливки смазки в крышке редуктора предусматривают пробку либо лючок. Для контроля за уровнем смазки служит контрольная пробка (рис. 1), жезловый маслоуказатель (рис. 2) или глазок (рис. 3 и 4).

1.1.2. Цилиндрические двухступенчатые редукторы

Передаточные числа двухступенчатых редукторов находятся в пределах $8 \div 50$. Двухступенчатые редукторы общего назначения выполняются по четырем основным схемам расположения зубчатых колес (рис. 2').

Наиболее широко применяются редукторы, выполненные по 1-й (развернутой) схеме (рис. 2', а). При этом применяются как косозубые, так и прямозубые колеса. В случае применения первых углы наклона зубьев на колесах промежуточного вала принимают одинакового направления, т.к. при этом осевые усилия на них направлены в противоположные стороны, вследствие чего уменьшается суммарное осевое усилие на подшипники вала. К

недостаткам 1-й схемы относятся неравномерное распределение нагрузки вдоль зубьев и неодинаковое нагружение подшипников быстроходного и тихоходного валов. Для уменьшения неравномерности распределения нагрузки валы зубчатых колес должны обладать достаточной жесткостью, причем это особенно необходимо при высоких твердостях рабочих поверхностей зубьев или при резко меняющейся по величине нагрузке, так как в этих случаях отсутствуют условия выравнивания нагрузки в результате приработки.

В соответствии со 2-й схемой редуктора (рис. 2', б) быстроходный и тихоходный валы располагаются на одной оси (соосная схема). Схема соосного редуктора во многих случаях предпочтительнее других, так как дает преимущества при его компоновке. Однако, если редуктор по схеме на рис. 2', а может быть выполнен двухсторонним или односторонним с выводом концов быстроходного и тихоходного валов на обе стороны или на одну сторону, что делает их более универсальными с точки зрения расположения на машине, то соосные редукторы этого не допускают.

По 3-й схеме (рис. 2', в) изготавливаются редукторы с шевронным зацеплением первой ступени, а колеса второй ступени могут быть прямозубыми, косозубыми или шевронными. При использовании шевронных передач валы шестерен должны быть установлены на подшипниках, допускающих их "плавание" и уравновешивание осевых сил в зацеплении. К достоинствам этой схемы относятся равномерное распределение радиальной нагрузки на подшипники и отсутствие осевых сил, действующих на них.

Схема рис. 2', г имеет преимущества предыдущей, но превышает ее обычно по массе, т.к. раздвоенной является вторая ступень редуктора.

На рис. 2', д приведена схема соосного редуктора с раздвоенной передачей, вследствие чего размеры колес и редуктора могут быть значительно сокращены.

Основной недостаток этой схемы связан с невозможностью обеспечить равномерную загрузку раздвоенных передач из-за

ошибок в шаге зубьев колес. Для уменьшения влияния данного фактора раздвоенные передачи надо выполнять безлюфтовыми.

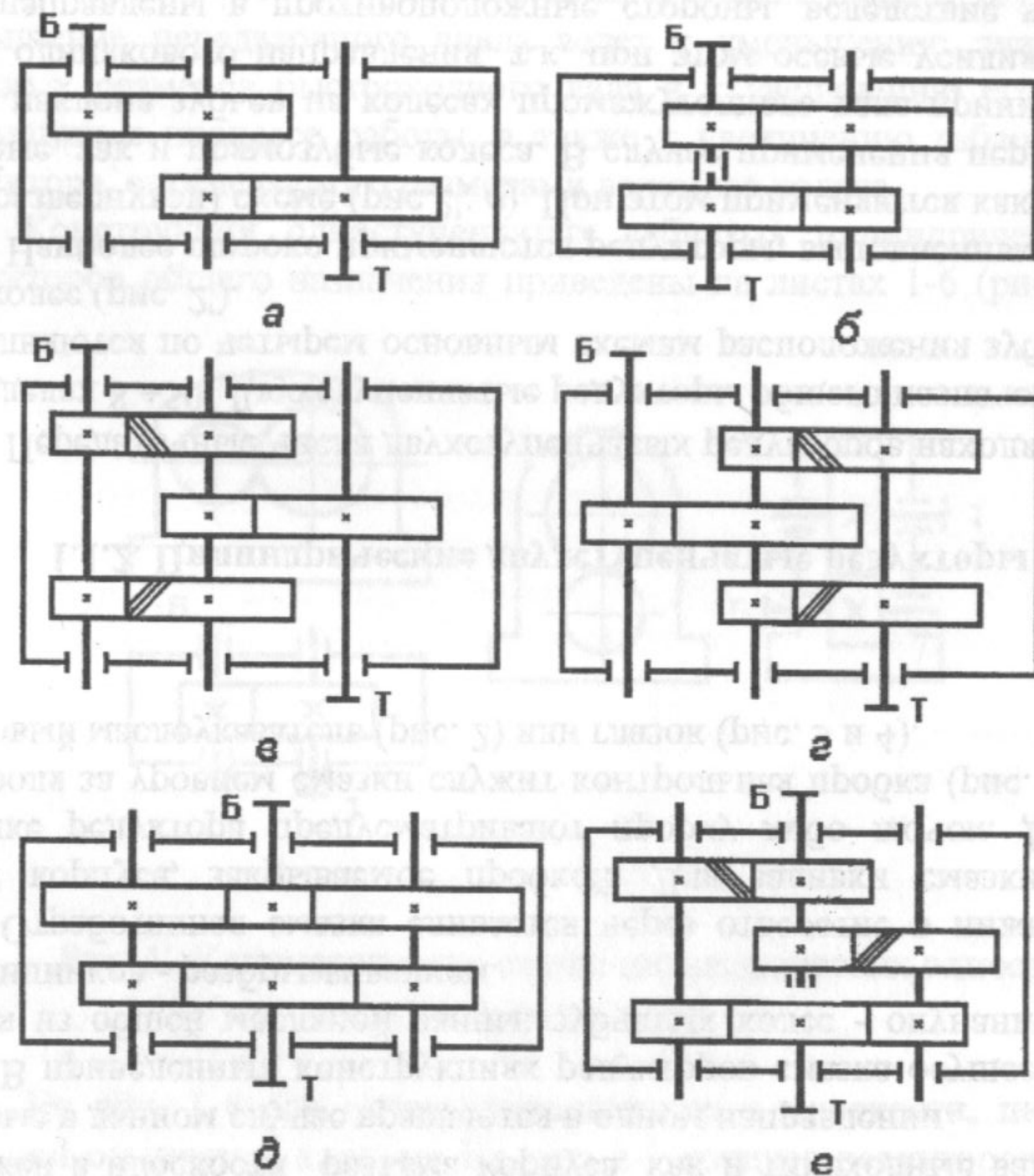


Рис.2'. Кинематические схемы цилиндрических двухступенчатых редукторов

Этого недостатка лишена та же схема на рис. 2', е, у которой на быстроходном валу установлены две косозубые шестерни с противоположными углами наклона зубьев, а вал имеет возмож-

ность осевого перемещения. Поэтому при работе редуктора происходит самоустановка этого вала, вследствие чего нагрузка на шестерни уравнивается.

Конструкции двухступенчатых зубчатых цилиндрических редукторов общего назначения приведены на рис. 1-20 (листы 7-16).

В соответствии с первой схемой представлены конструкции редукторов на листах 7-11 (рис. 1-10).

При большом подобии конструкций редукторов на рис. 1 и 2 (конструкции валов и колес, опор, крепление верхней и нижней частей корпуса) имеют место и некоторые различия: 1) выполнение концевых участков валов: на рис. 3 (лист 8) – конические, а на рис. 4 (лист 8) – цилиндрические; 2) крепление корпуса к основанию: на рис. 1 (лист 7) – болты установлены в нишах, а на рис. 2 (лист 7) – на внешних фланцах. Кроме того, первая ступень редуктора на рис. 1 – прямозубая.

Приведенные на рис. 3 и 4 (лист 8) конструкции редукторов характеризуются большими межосевыми расстояниями (для тихоходной ступени $a \geq 630$ мм.). В соответствии с этим имеют место особенности конструкции ведомых колес редуктора. Конструкция редуктора на рис. 3 отличается также наличием двух концов тихоходного вала.

Отличительной особенностью редукторов на рис. 4 и 6 (листы 8 и 9) является монтаж колес на валах со значительными натягами без шпонок. При этом редуктор на рис. 6 выполнен с высокотвердыми колесами и невозможность приработки обуславливает их небольшую ширину и особенность конструкции зубчатых колес. Другой его особенностью является современная форма корпуса: верхняя и нижняя его части скрепляются между собой без внешнего фланца. Крепление нижней части корпуса редуктора к основанию осуществляется болтами, установленными в его нишах. Все это существенно отличает исполнение этого корпуса от традиционного (рис. 5).

Конструкции редукторов на рис. 5, 6 и 7 (листы 9, 10) отли-

чаются от предыдущих с привертными крышками наличием закладных крышек. При этом регулирование подшипников осуществляется либо кольцами между крышками и наружными кольцами подшипников, либо через нажимные шайбы винтами в крышках.

Во всех конструкциях редукторов с разъемом по осям валов для правильного расположения верхней и нижней частей корпуса предусмотрены диагонально расположенные штифты.

На рис. 8 и 9 (листы 10 и 11) приведены конструкции двухступенчатых редукторов с расположением валов в вертикальной плоскости и с двумя разъемами корпуса. Для смазки передач первой ступени предусмотрены смазочные шестерни.

На рис. 10 и 11 (листы 11 и 12) показаны конструкции двухступенчатых соосных редукторов с расположением осей валов в вертикальной плоскости, не имеющих разъемных корпусов. При этом корпуса имеют отъемные фланцы, обеспечивающие удобство их сборки. В конструкции на рис. 11 к этому фланцу крепится фланец электродвигателя. При этом внутренняя опора в моторредукторе поддерживает тихоходный вал.

В двухступенчатых редукторах, приведенных на рис. 12, 13 и 14 (листы 12 и 13) быстроходные ступени выполнены в виде раздвоенной шевронной передачи. На рис. 12 оси всех трех валов лежат в одной горизонтальной плоскости. На рис. 13 быстроходный вал расположен над промежуточным, а на рис. 14 – под ним.

Конструкции соосных редукторов с различным устройством опорных узлов приведены на рис. 15-20 (листы 14-16). В этих конструкциях внутренняя опора выполнена в виде стойки, отлитой вместе с корпусом. Она поддерживает как тихоходный так и быстроходный валы и может иметь сквозную расточку одного диаметра либо ступенчатую расточку. Опоры валов закрепляются в стойке внутренней крышкой. Конструкции соосных редукторов на рис. 17 и 18 (лист 15) имеют оси валов, расположенные в вертикальной плоскости и две плоскости разъема. Они отличаются тем, что на рис. 17 быстроходный и тихоходный валы расположены

под промежуточным, а на рис. 18 – над ним. Для смазки быстроходной ступени (рис. 17) предусмотрена смазочная шестерня.

На рис. 19 (лист 16) представлена конструкция двухступенчатого соосного редуктора с внутренним зацеплением второй ступени, при этом одна из опор каждого из валов редуктора расположена в промежуточной перегородке, установленной в разьеме корпуса.

На рис. 20 (лист 16) приведена конструкция двухпоточного варианта двухступенчатого цилиндрического редуктора, соответствующая схеме на рис. 2', д.

В двухпоточной передаче момент от ведущего звена к ведомому передается параллельно работающими передачами. В двухступенчатых двухпоточных передачах возможно уменьшение габаритных размеров зубчатых колес по сравнению с однопоточными, что позволяет повысить точность изготовления, улучшить распределение нагрузки по ширине зубчатого венца и соответственно увеличить передаваемый вращающий момент.

В двухступенчатом двухпоточном редукторе на рис. 20 (лист 16) ведущая шестерня первой ступени передает вращающий момент на два колеса. Зубчатые колеса установлены на пустотелые валы с натягом. Через отверстие пустотелого вала проходит торсионный вал. На одном конце пустотелого вала имеется фланец для присоединения к фланцу торсиона. Передача вращающего момента от пустотелого вала на торсионный осуществляется болтовым соединением двух фланцев за счет установки болтов с натяжной посадкой. Другой конец торсионного вала со стороны вал-шестерни имеет эвольвентные шлицы, на которые устанавливается втулка, болтами присоединяемая к фланцу вал-шестерни и передающая ей вращающий момент. Вал-шестерни второй ступени сцепляются с ведомым колесом, передавая вращающий момент на тихоходный вал редуктора.

Для выравнивания передачи вращающего момента между двумя потоками необходима выборка зазоров. В связи с этим отверстия под болты во фланцах торсионного вала и вала колеса

первой ступени обрабатываются совместно после того как установлены все передачи в редукторе и выбраны до нулевых значений боковые зазоры в зацеплениях зубчатых передач и шлицевых соединений.

1.1.3. Цилиндрические трехступенчатые редукторы

Трехступенчатые цилиндрические редукторы применяются при передаточных числах $U \geq 60$ и выполняются в основном по развернутой схеме с передачей вращающего момента от быстроходного вала через два промежуточных вала на тихоходный. Валы в большинстве конструкций располагаются в одной плоскости – плоскости разьема корпуса, обычно параллельной его опорной поверхности.

Схема такого трехступенчатого редуктора приведена на рис. 3', а. Первый вал быстроходной передачи здесь изготовлен с двумя шестернями, из которых работает только одна.

Поскольку шестерня, вращаясь быстрее колеса, изнашивается больше, при износе ее зубьев можно повернуть вал и ввести в зацепление с колесом вторую, резервную, шестерню. Этим существенно повышается долговечность редуктора.

На рис. 3', б приведена схема трехступенчатого редуктора с раздвоенными быстроходной и тихоходной передачами. Для равномерного распределения нагрузки между параллельными передачами необходимо, чтобы один из валов быстроходной и тихоходной передач (обычно вал-шестерня) имел свободу осевого перемещения для самоустановки.

Примерами 1-й схемы являются конструкции редукторов, приведенные на рис. 21 и 23 (листы 17 и 18), имеющие все три передачи с косозубым зацеплением.

Различаются эти редукторы конструкцией корпуса. На рис. 21 корпус редуктора традиционной формы с креплением

верхней и нижней частей посредством болтов и выступающих фланцев для крепления его к основанию. Подшипники закрываются привертными крышками с их регулировкой металлическими прокладками между торцевой поверхностью корпуса и фланцами крышек. На рис. 23 корпус редуктора имеет более современные формы, в котором нижняя его часть не имеет выступающих фланцев ни для крепления верхней части, ни для крепления к основанию, поскольку болты при этом располагаются в соответствующих угловых нишах. Подшипники закрываются закладными крышками, а регулирование подшипников осуществляется винтами, воздействующими на наружные кольца радиально-упорных конических подшипников через нажимные шайбы.

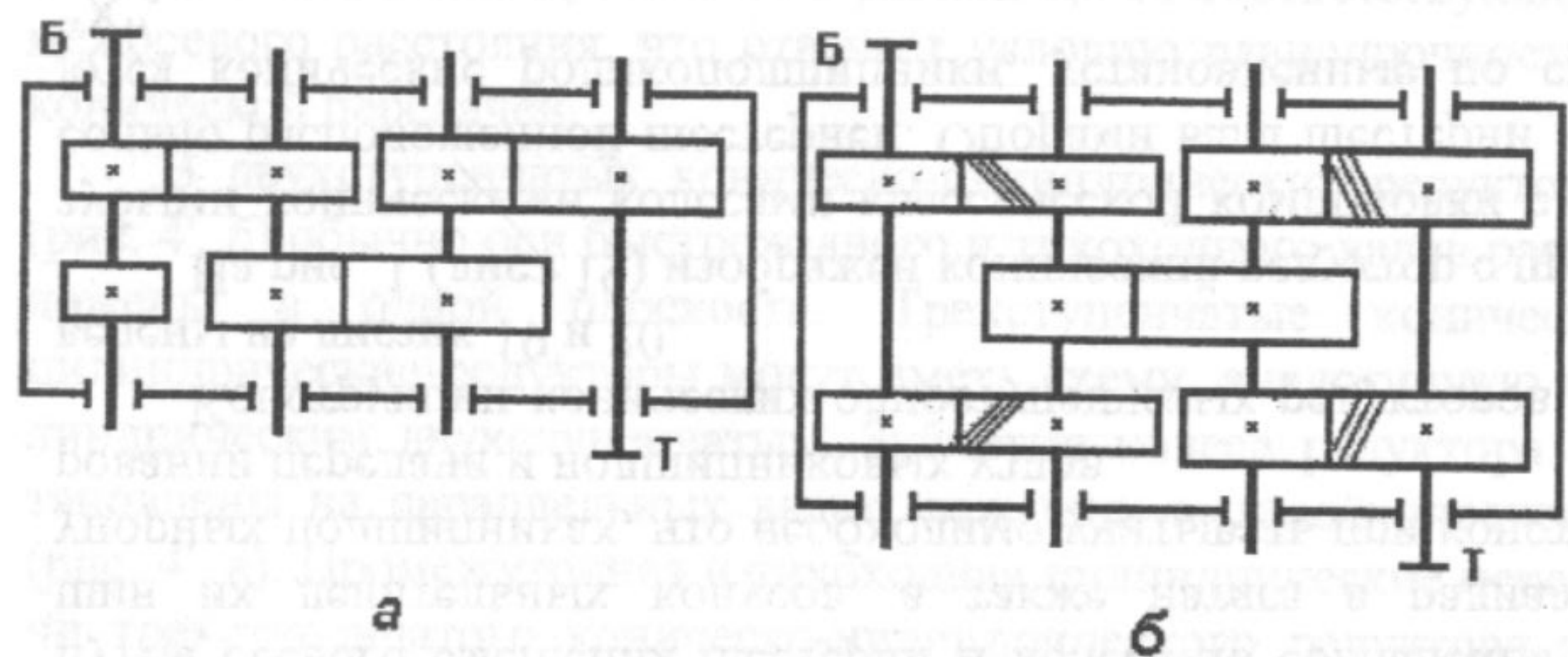


Рис. 3'. Кинематические схемы цилиндрических трехступенчатых редукторов

Редуктор на рис. 24 (лист 18) через щит крепится к фланцу электродвигателя и имеет разъем в плоскости, перпендикулярной осям валов. Колесо последней ступени выполнено цельным с пустотелым валом, имеющим внутренние шлицы.

Конструкция редуктора на рис. 22 (лист 17) выполнена по соосной схеме расположения всех трех передач, имеющих одинаковые межосевые расстояния и смонтированных на двух валах.

Шестерня быстроходной ступени выполнена за одно целое с

быстроходным валом, а колесо тихоходной ступени крепится на тихоходном валу через шпоночное соединение. Другие две шестерни (2-й и 3-й ступени) и два колеса (1-й и 2-й ступени) установлены на валах на подшипниках скольжения (бронзовых втулках), что обеспечивает возможность их вращения с частотой, отличной от частоты вращения быстроходного и тихоходного валов, отношение которых определяет общее передаточное число редуктора. При этом колесо быстроходной ступени соединено в блок с промежуточной шестерней, а промежуточное колесо соединено в блок с тихоходной шестерней. Такая компоновка редуктора, усложняя его конструкцию, позволяет существенно уменьшить его габариты.

1.2. Конические редукторы

Конические редукторы используются для передачи движения и вращающего момента с пересечением осей ведущего и ведомого валов под углом, обычно равным 90° .

В таких редукторах конические колеса выполняются с прямыми зубьями – при окружных скоростях до 3 м/с, либо с круговыми зубьями – при окружных скоростях более 3 м/с. Для колес с круговыми зубьями угол наклона линии зуба на среднем диаметре $\beta_m = 35^\circ$.

Основным параметром конических передач с прямыми зубьями является торцевой модуль на большем делительном диаметре – m_{te} , а передач с круговыми зубьями – нормальный модуль на среднем диаметре – m_{nm} .

Ширина зубчатых колес $b = (0,25 \dots 0,3)R_e$, где R_e – внешнее конусное расстояние (длина образующей делительного конуса).

Рекомендуемые передаточные числа для конических передач: 1,00 ; 1,25 ; 1,60 ; 2,00 ; 2,50 ; 3,15 ; 4,00 ; 5,00 .

Число зубьев шестерни выбирается в зависимости от пере-

даточного числа и внешнего делительного диаметра d_{e1} по табл. 2.6 [1].

На рис. 4', а представлена схема одноступенчатого конического редуктора. Для получения обратного направления вращения тихоходного вала достаточно расположить зубчатое колесо с противоположной стороны конической шестерни.

Конические редукторы общего назначения выполняются с валами, расположенными в горизонтальной плоскости. В качестве опор валов широкое применение получили конические роликоподшипники, воспринимающие радиальные и осевые усилия, возникающие при работе конического зацепления.

Все конические передачи требуют регулировки зацепления путем осевого смещения шестерни и колеса до совпадения вершин их делительных конусов, а также натяга в радиально-упорных подшипниках, что необходимо учитывать при конструировании передачи и подшипниковых узлов.

Конструкции конических одноступенчатых редукторов приведены на листах 19 и 20.

На рис. 1 (лист 19) изображен конический редуктор с прямозубыми коническими колесами классической компоновки с консольно расположенной шестерней. Опорами вала шестерни являются конические роликоподшипники, установленные по схеме "X".

На рис. 2 (лист 19) приведена конструкция редуктора с парой конических колес, имеющих круговые зубья. Опоры вала шестерни выполнены в виде радиального и двух конических роликовых подшипников.

Смазка зубчатого зацепления осуществляется из масляной ванны редуктора путем погружения в нее колеса. Для смазки подшипников шестерни разбрызгиваемое масло собирается в кармане расточки корпуса редуктора и через отверстия в стакане поступает к подшипникам. Смазка подшипников вала колеса обеспечивается за счет разбрызгивания колесом.

Регулирование зацепления конической передачи (совпаде-

ние вершин делительных конусов шестерни и колеса) осуществляется за счет изменения толщины металлических прокладок под фланцем стакана – для шестерни и под фланцами крышек – для колеса, а регулирование подшипников – за счет изменения толщины прокладок под фланцем крышки – для шестерни и под фланцем одной из крышек – для колеса. Концевые участки валов на рис.1 – цилиндрические, на рис.2 – конические.

Оригинальные конструкции конических редукторов приведены на листе 20. На рис. 3 изображен конический редуктор с вертикальным тихоходным валом. Здесь шестерня и колесо расположены консольно, а их опоры выполнены по схеме "О", обеспечивающей большую жесткость валов. Регулирование зацепления осуществляется за счет изменения толщины прокладок под фланцами стаканов, а подшипников – посредством шлицевых гаек на валах шестерни и колеса.

На рис. 4 представлен конический мультипликатор с двумя быстроходными выходными валами, которые вращаются в противоположные стороны.

Корпуса редукторов на рис. 1, 2 и 4 выполнены с разъемом по плоскости осей валов. Сборка валов осуществляется при снятой крышке редуктора. Точная фиксация крышки относительно корпуса обеспечивается за счет двух штифтов, а крепление между собой – болтами или винтами.

При неразъемном корпусе (рис. 3) сборка валов осуществляется через отверстия в корпусе под стакан и крышку соответственно для валов шестерни и колеса. Корпус имеет спрямленные формы, а в углах нижней части резьбовые отверстия для крепления его к основанию.

1.3. Коническо-цилиндрические редукторы

Коническо-цилиндрические редукторы применяются в приводах устройств, где требуется размещение редуктора и электро-

двигателя вдоль обслуживаемого механизма, что позволяет не загромождать производственную площадь. При этом быстроходная ступень редуктора выполняется конической, а последующие – цилиндрическими. При окружных скоростях свыше 3 м/с коническая передача выполняется преимущественно с круговыми зубьями, чем обеспечивается более плавная работа редуктора и снижение шума.

В зависимости от общего передаточного числа коническо-цилиндрические редукторы могут иметь одну или две ступени цилиндрических передач. Характеристики и параметры конической и цилиндрической передач при этом выбираются в соответствии с их значениями для одноименных редукторов. Ширина цилиндрических колес принимается равной 0,4 от соответствующего межосевого расстояния, что отвечает условию равнопрочности с конической передачей.

В двухступенчатых коническо-цилиндрических редукторах (рис. 4', б) обычно оси быстроходного и тихоходного валов расположены в одной плоскости. Трехступенчатые коническо-цилиндрические редукторы могут иметь схему, аналогичную цилиндрическим двухступенчатым. Зубчатые колеса редуктора установлены на параллельных валах, лежащих в одной плоскости (рис. 4', в). Промежуточная и тихоходная цилиндрические передачи трехступенчатого коническо-цилиндрического редуктора могут быть выполнены по соосной схеме (рис. 4', г), применяемой для уменьшения длины редуктора.

На листах 21 и 22 представлены конструкции двухступенчатых коническо-цилиндрических редукторов с разнообразным устройством опор быстроходного вала. На рис. 5 в качестве опор быстроходного вала использованы конические роликоподшипники, установленные по схеме "О", обеспечивающей его высокую жесткость. На рис. 6 и 7 опоры быстроходного вала выполнены по подобию со схемой рис. 2 в виде одного радиального подшипника и двух конических роликоподшипников. Отличительной особенностью схемы на рис. 8 является отсутствие консольного располо-

жения шестерни конической передачи, что существенно повышает ее работоспособность по сравнению с передачей, имеющей консольное расположение шестерни. Вариант опор валов промежуточного и тихоходного валов в виде конических роликоподшипников является наиболее распространенным (рис. 5, 6, 7).

Реже, при относительно небольших осевых усилиях в зацеплениях, допустимо использование для опор этих валов радиальных шариковых подшипников (рис. 8).

Во всех конструкциях обычно применяются корпуса с разъемом по плоскости осей валов с привертными крышками, за исключением схемы на рис. 8, где использованы закладные крышки.

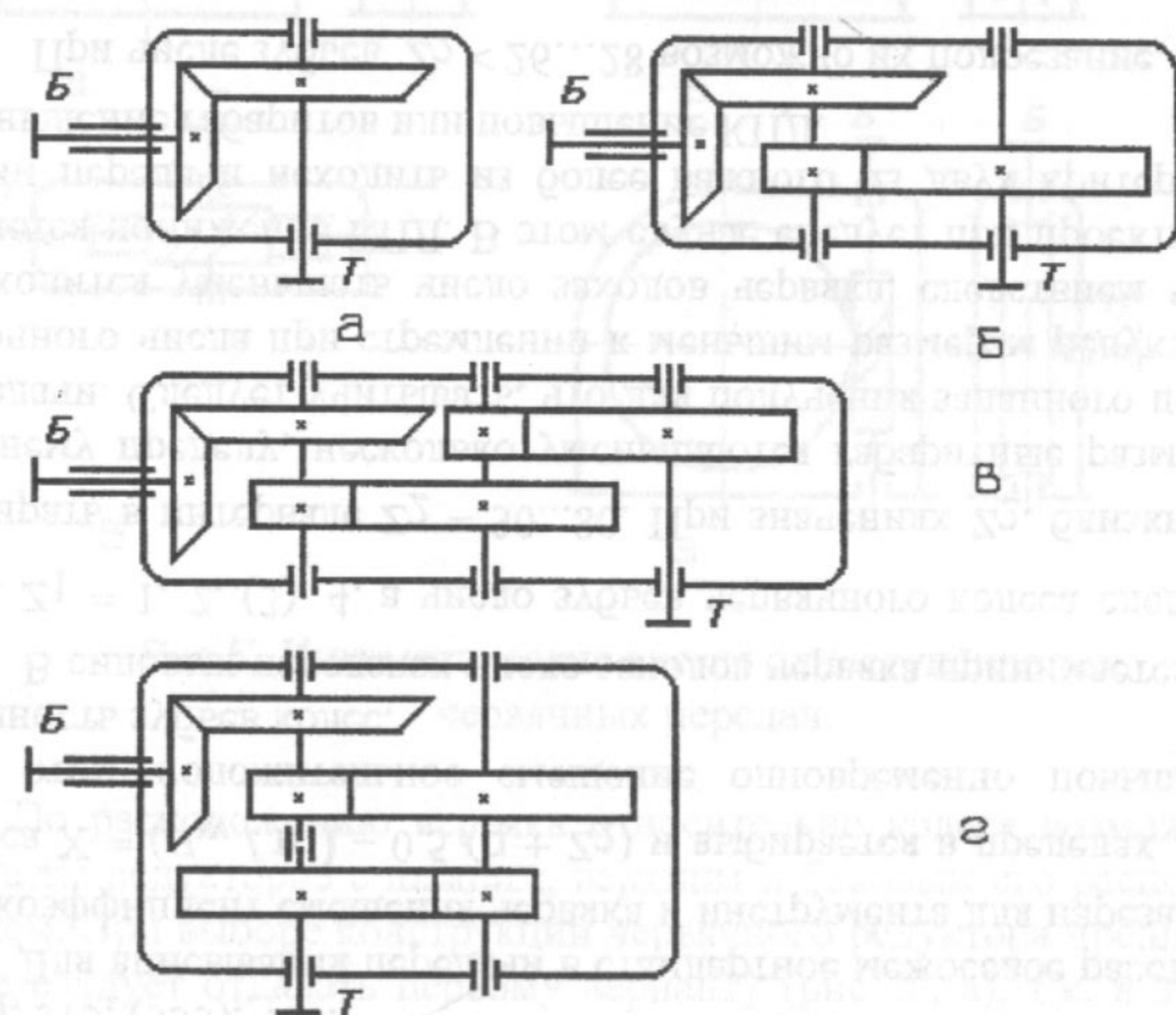


Рис.4'. Кинематические схемы конических редукторов общего назначения

Корпуса на рис. 6 и 8 имеют традиционную форму с фланцами для соединения нижней и верхней их частей и для крепления корпуса к основанию. Современные варианты исполнения корпусов приведены на рис. 5 и 7, где фланцы отсутствуют, а болты крепления корпуса к основанию располагаются в угловых нишах.

Конструкция корпуса на рис. 5 является наиболее современной благодаря сглаженности форм, отсутствию фланцев, расположению отверстий для крепления к основанию в угловых нишах. Регулировки зацеплений и подшипников обеспечиваются здесь так же, как в рассмотренных выше цилиндрических и конических редукторах.

Редуктор, приведенный на рис. 8, допускает использование фланцевого электродвигателя при выполнении быстроходного вала пустотелым для входа вала электродвигателя. Для крепления фланца электродвигателя здесь использован специальный щит.

Смазка зацеплений и подшипников осуществляется разбрызгиванием масла из ванны при условии, что окружная скорость погружаемых в смазку зубчатых колес не превышает 8...10 м/с.

1.4. Червячные редукторы

Червячные редукторы обеспечивают большие передаточные числа, обычно от 8 до 100, бесшумность работы и высокую сопротивляемость ударным нагрузкам. В то же время эти передачи имеют относительно невысокий КПД (в большей мере с уменьшением числа заходов червяка), их работа сопровождается повышенным нагревом, и для изготовления червячных колес требуются дорогостоящие антифрикционные материалы, обычно бронзы.

К основным параметрам червячных передач относятся: m — модуль, мм; Z_1 — число заходов червяка; Z_2 — число зубьев колеса; $u = Z_2 / Z_1$ — передаточное число; $q = d_1 / m$ — коэффициент диа-

метра червяка; a_w — межосевое расстояние, мм.

Межосевое расстояние определяется расчетом из условия контактной прочности зубьев червячного колеса и для редукторов общего назначения обычно принимается из ряда (ГОСТ2144):

40; 50; 63; 80; 100; 125; (140); 160; (180); 200; (225); 250; (280); 315; (355); 400.

Для вписывания передачи в стандартное межосевое расстояние коэффициент смещения червяка и инструмента для нарезания колеса $X = (a_w / m) - 0,5 (q + Z_2)$ и выбирается в пределах ± 1 . При этом положительное смещение одновременно повышает прочность зубьев колес.

В силовых передачах число заходов червяка принимается из ряда $Z_1 = 1, 2, (3), 4$, а число зубьев червячного колеса следует выбирать в интервале $Z_2 = 30...80$. При значениях Z_2 , близких к нижнему пределу, несколько уменьшаются габаритные размеры передачи. Следует учитывать, что для получения заданного передаточного числа при стремлении к меньшим размерам редуктора приходится уменьшать число заходов червяка, следствием чего является понижение КПД. В этом случае следует при проектировании передачи исходить из более важного из двух критериев: уменьшение габаритов или повышение КПД.

При числе зубьев $Z_2 < 26...28$ возможно их подрезание, а при $Z_2 > 80$ несущая способность передачи лимитируется прочностью зубьев по изгибу, что особенно нежелательно для оловянистых бронз, имеющих пониженные пределы прочности.

При продолжительной работе силовых червячных передач предпочтение следует отдавать числу заходов червяка $Z_1 \geq 2$, т.к. при $Z_1 = 1$ имеет место увеличение потерь в зацеплении, вследствие чего могут возникнуть сложности в обеспечении теплового баланса.

При заданном передаточном числе требуемое межосевое

расстояние, обеспечивающее контактную прочность поверхностей зубьев колеса, можно получить при соответствующем сочетании модуля m , числа заходов червяка - Z_1 и коэффициента q из условия $a = 0,5m(q + z_1u)$.

Для передач общего назначения, в которых червяки обычно выполняются заодно с валом, коэффициент q следует выбирать по возможности меньшим с обеспечением одновременно требуемой жесткости вала червяка. Наибольший допустимый прогиб червячного вала $|y| = 0,0002l$, где l – расстояние между опорами вала.

Возможные сочетания значений m , Z_1 и q в соответствии с ГОСТ 2144 приведены в табл. 4.2[1].

Стандарт распространяется на червячные редукторы с цилиндрическим червяком, имеющим в осевом сечении прямолинейный профиль с углом $\alpha = 20^\circ$ (архимедов червяк), число заходов от 1 до 4, ось которого перекрещивается с осью червячного колеса под углом 90° .

На практике срок службы червячных передач обычно ограничивается не усталостным выкрашиванием рабочих поверхностей, а возможностью возникновения заедания, что имеет место прежде всего в случае применения алюминий-железистых (безоловянистых) бронз и латуней, особенно при больших скоростях скольжения. Наилучшими антифрикционными свойствами обладают оловянистые бронзы в особенности в сочетании с закаленными ($\sim 45\text{HRC}_3$) и полированными рабочими поверхностями витков червяка. Ввиду дефицитности олова применение оловянистых бронз оправдано при скорости скольжения в зацеплении больше 4 м/с. При этом несущая способность червячных передач лимитируется усталостной прочностью рабочих поверхностей зубьев колеса. Характеристики материалов для червячных колес приведены в табл. 4.7 – 4.9 [1].

В зависимости от передаточного числа червячные редукторы могут выполняться одно- и двухступенчатыми. Червячные передачи в комбинации с цилиндрическими передачами могут быть

выполнены как червячно-цилиндрические, так и цилиндро-червячные.

На рис. 5' приведены схемы одноступенчатых червячных редукторов.

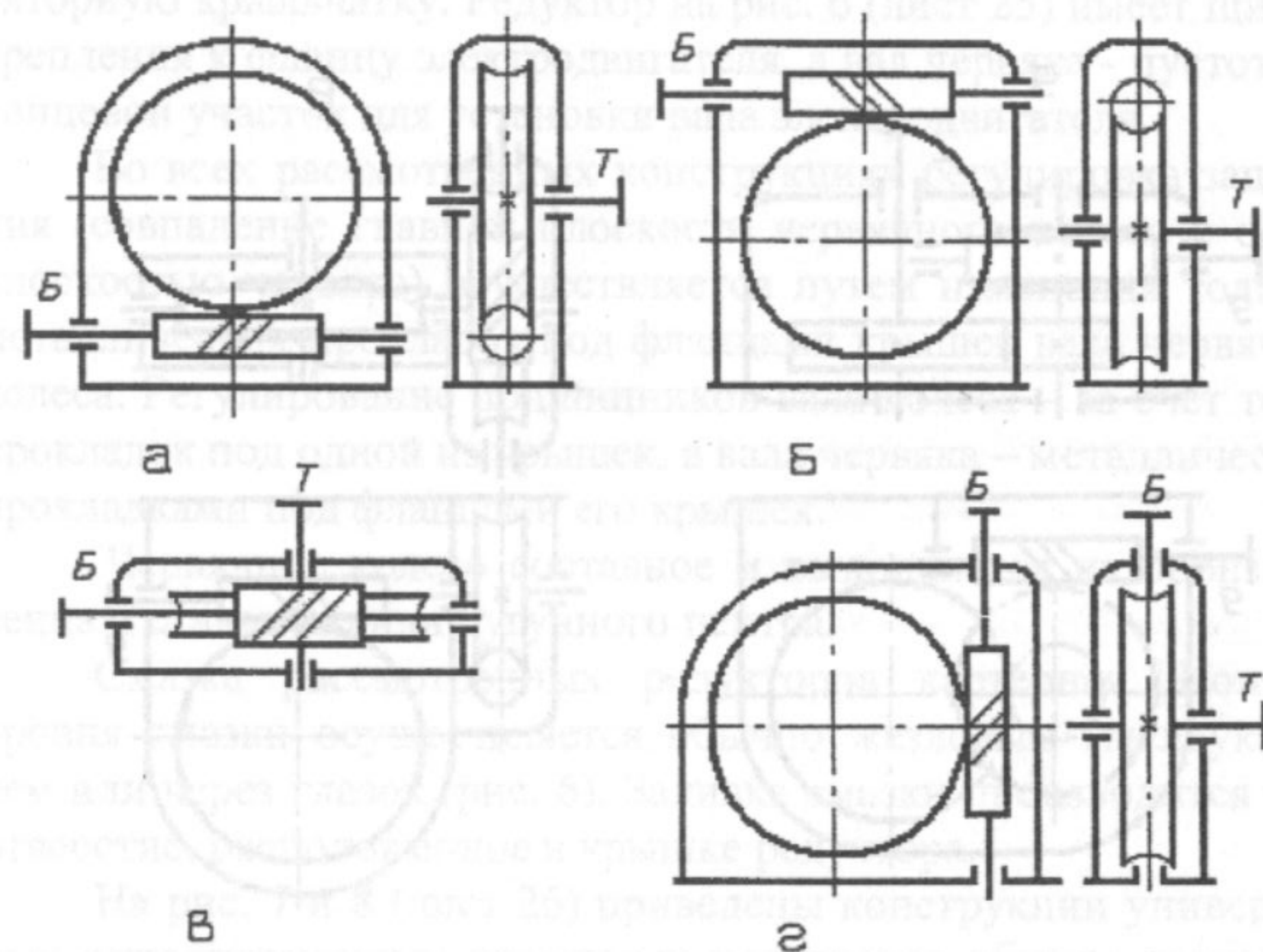


Рис.5'. Кинематические схемы одноступенчатых червячных передач.

По расположению червяка относительно колеса возможны варианты редукторов с нижним, верхним и боковым его расположением. При выборе конструкции червячного редуктора предпочтение следует отдавать первому варианту (рис. 5', а), т.к. в этом случае обеспечиваются лучшие условия для смазки и охлаждения зацепления, а также упрощается смазка подшипников вала червяка.

Подобная схема редуктора применяется при окружных скоростях червяка до 4...5 м/с, т.к. при более высоких скоростях зна-

чительно возрастают потери на размешивание смазки.

В быстроходных передачах при окружной скорости свыше 4...5 м/с и при малых передаваемых мощностях целесообразно применять схему с верхним расположением червяка (рис. 5', б). При этом потери на размешивание смазки минимальны и, следовательно, КПД передачи выше.

В схемах с боковым расположением ось вала червяка может иметь горизонтальное (рис. 5', в) и вертикальное (рис. 5', г) расположение. Эти схемы получили очень малое распространение (в особенности с вертикальным червяком) в связи с трудностями смазки подшипников валов червяка и колеса.

Для качественной работы червячных передач необходимо регулировать взаимное положение червяка и колеса. В передачах с цилиндрическим червяком необходимо точно установить осевое положение червячного колеса, обеспечивающее совпадение его главной плоскости (плоскости симметрии) с осью червяка (проверяется по пятну контакта). Осевое смещение червяка в данном случае не приводит к нарушению зацепления. Сборка червячной передачи с цилиндрическим червяком может производиться путем сближения осей червяка и колеса либо осевым перемещением червяка. В первом случае корпус редуктора должен иметь разъем по оси вала червячного колеса или оси червяка. Во втором случае корпус может быть выполнен неразъемным с наличием бокового отверстия для монтажа червячного колеса.

В червячных редукторах подшипниковые узлы должны обеспечивать восприятие осевых усилий, действующих в зацеплении.

При реверсировании вращения из-за изменения направления действия осевого усилия при люфте в подшипниках произойдет смещение червяка, что при цилиндрическом червяке не отразится на работе передачи.

Кинематическая схема двухступенчатого червячного редуктора приведена на рис. 6', а. В двухступенчатом редукторе намного усложняется процесс сборки, поскольку необходимо одновременно

производить регулировку зацепления двух червячных передач. Ввиду указанных недостатков двухступенчатые червячные редукторы находят весьма ограниченное применение.

При необходимости получения значительных передаточных чисел могут использоваться комбинированные редукторы, которые широко распространены в специальных узлах разнообразных машин. В этих редукторах червячные передачи используются совместно с цилиндрическими зубчатыми передачами. Кинематическая схема простейшего комбинированного червячно-цилиндрического редуктора приведена на рис. 6', б.

Одной из особенностей червячной передачи является самоторможение при изменении направления передачи мощности через редуктор, что очень важно при работе ряда машин, особенно грузоподъемных.

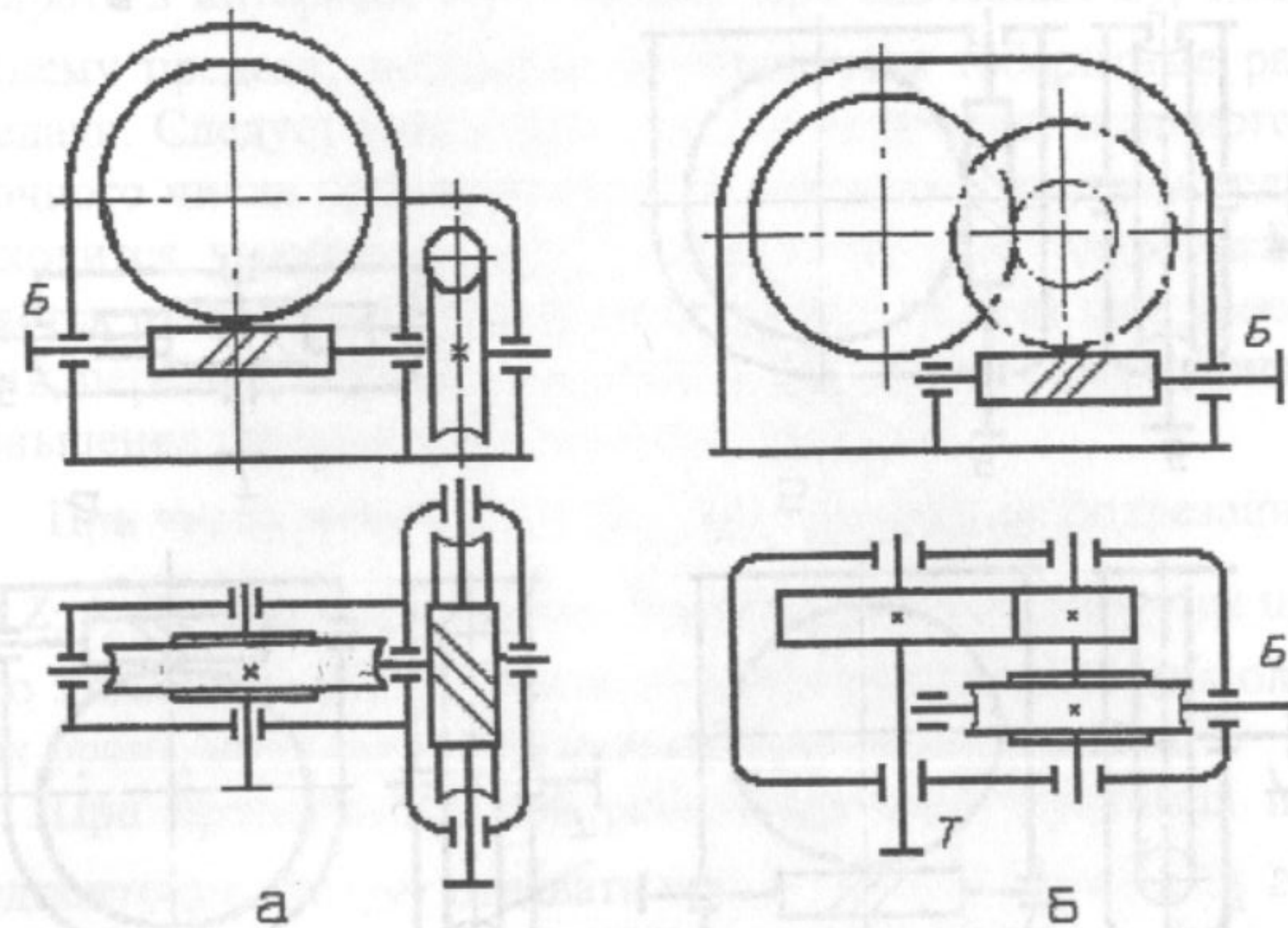


Рис. 6'. Кинематические схемы двухступенчатых червячных редукторов

1.4.1. Червячные одноступенчатые редукторы

Конструкции одноступенчатых червячных редукторов об-
назначения приведены на листах 23-26. В зависимости от
осевого расстояния одноступенчатые редукторы выполняют в
двух вариантах. При малых межосевых расстояниях (до 160 мм)
редукторы обычно имеют неразъемный корпус (рис. 1, 3, 5 и 6), а
при больших - плоскость разъема, которая как при верхнем, так и
при нижнем расположении червяка располагается в горизонталь-
ной плоскости по оси вала червячного колеса.

Для повышения отвода тепла от редуктора большинство
червячных редукторов имеют ребра на стенках крышки и корпуса.

На рис. 1 (лист 23) представлен редуктор относительно не-
больших размеров с верхним расположением червяка и имеющим
простейшую конструкцию. Корпус неразъемный с боковыми ок-
нами, которые закрыты крышками, несущими подшипники чер-
вячного колеса.

В червячном редукторе с нижним расположением червяка
(рис. 2) корпус выполнен разъемным, поверхность его увеличена
за счет ребер для лучшего охлаждения. На валу червяка укрепле-
ны маслоразбрызгивающие крыльчатки. Опоры вала червяка вы-
полнены в виде конических роликоподшипников (вариант 1), ли-
бо фиксирующей опоры из двух конических роликоподшипников
и "плавающей" в виде радиального шарикоподшипника (вариант
2).

На рис. 3 (лист 24) приведена конструкция современного
червячного редуктора серийного производства с вентиляторной
крыльчаткой, обдувающей ребристую наружную поверхность ре-
дуктора, что позволяет увеличить его термическую мощность. В
корпусе редуктора предусмотрены крепежные плоскости на про-
тивоположных сторонах корпуса с отверстиями под болты, позво-
ляющие крепить редуктор в различных положениях.

Конструкции редукторов на рис. 4, 5 и 6, аналогичны в пла-
не расположения валов и исполнения их опор и корпуса, но при

этом имеют следующие принципиальные различия. Редуктор на
рис. 4 (лист 24) соответствует наиболее распространенному вари-
анту исполнения с лапами для крепления к основанию. Редуктор
на рис. 5 (лист 25) имеет боковую плоскость крепления и венти-
ляторную крыльчатку. Редуктор на рис. 6 (лист 25) имеет щит для
крепления к фланцу электродвигателя, а вал червяка - пустотелый
концевой участок для установки вала электродвигателя.

Во всех рассмотренных конструкциях регулировка зацепле-
ния (совпадение главной плоскости червячного колеса с осевой
плоскостью червяка) осуществляется путем изменения толщины
металлических прокладок под фланцами крышек вала червячного
колеса. Регулирование подшипников вала колеса - за счет тех же
прокладок под одной из крышек, а вала червяка - металлическими
прокладками под фланцами его крышек.

Червячное колесо составное и выполняется из бронзового
венца и стального или чугунного центра.

Смазка рассмотренных редукторов картерная. Контроль
уровня смазки осуществляется обычно жезловым маслоуказате-
лем или через глазок (рис. 6). Заливка смазки производится через
отверстие, расположенное в крышке редуктора.

На рис. 7 и 8 (лист 26) приведены конструкции универсаль-
ных одноступенчатых червячных редукторов общего назначения
серии РЧУ. Корпус редуктора выполняется неразъемным и имеет
ребра для более интенсивного отвода тепла.

На рис. 7 редуктор имеет две противоположно расположен-
ные крепежные плоскости, а на рис. 8 в нижней части корпус име-
ет четыре отверстия под шпильки, которыми крепится к опорным
уголкам. В отверстия корпуса и опорных уголков вставлены втул-
ки, через которые свободно проходят шпильки, закрепляемые
гайками. При этом шпильки работают только на усилие затяжки, а
масса корпуса и реактивный момент редуктора передаются через
втулки на уголки.

На рис. 8 составное червячное колесо (бронзовый венец и
стальной центр) имеет ступицу с внутренними эвольвентными

шлицами. Вал червячного колеса устанавливается в отверстие шлицевой ступицы и опирается с одной стороны буртом в ее торец, а с другой стороны закрепляется гайкой. При этом ступица колеса опирается на два конических роликоподшипника, вмонтированных в торцевые крышки. Регулировка осевого положения колеса и зазоров в подшипниках производится металлическими прокладками, установленными между фланцем стакана и торцевой поверхностью корпуса, а зазоров в подшипниках вала червяка — прокладками под фланцами его крышек.

Редукторы универсальные могут иметь нижнее, верхнее, боковое и вертикальное расположения червяка относительно колеса. В зависимости от расположения червяка редуктор крепится через опорные уголки к конструкции машины или механизма.

Редукторы имеют червячный вал с коническим концом, на который монтируются втулка муфты с креплением на шпонке и поджимом с торца гайкой.

1.4.2. Червячные двухступенчатые редукторы

Двухступенчатые червячные редукторы применяются в приводах тихоходных машин. Наиболее удобная конструктивная форма двухступенчатого редуктора имеет место при отношении значений межосевых расстояний тихоходной и быстроходной ступеней, равном двум. При этом удовлетворяется также и условие равнопрочности червячного зацепления обеих ступеней.

Конструкции двухступенчатых червячных редукторов с масляной ванной представлены на листе 30.

В первой конструкции на рис. 15 обеспечивается вышеприведенное условие. Опоры валов быстроходного и промежуточного валов выполнены в виде фиксирующей из двух радиально-упорных конических роликоподшипников, установленных в стакане, через отверстие, под которое обеспечивается сборка промежуточного вала, и “плавающей” в виде радиального подшипника.

Тихоходный вал редуктора располагается в плоскости его разъема.

На рис. 16 приведена конструкция двухступенчатого червячного редуктора, в котором обе передачи (быстроходная и тихоходная) выполнены одинаковыми. При этом быстроходный и тихоходный валы располагаются в плоскости разъема редуктора.

1.5. Червячно-цилиндрические редукторы

Червячно-цилиндрические редукторы на листе 27 выполняются как с нижним, так и с верхним расположением червяка (рис. 9 и 10). При этом промежуточный и тихоходный валы располагаются в плоскости разъема редуктора, причем конструкция их опор в обоих вариантах одинакова. Конструкция опор червяка в первом варианте проще (в виде одинарных радиально-упорных конических роликоподшипников), чем во втором (фиксирующая опора из двух радиально-упорных подшипников и “плавающая” в виде радиального подшипника), обеспечивающем нечувствительность к тепловым удлинениям вала червяка.

Отличительной особенностью конструкции редуктора на рис. 11 (лист 28) является наличие раздвоенной шевронной передачи, что определяет конструкцию опор тихоходного вала в виде радиальных подшипников с короткими цилиндрическими роликами для обеспечения его самоустановки.

Передаточное число цилиндрической передачи выбирается обычно с таким расчетом, чтобы было удобно применить смазку зацепления погружением колес в масляную ванну. Редуктор на рис. 9 имеет наиболее современный вариант конструкции корпуса со сглаженными формами без фланцев и с нишами для болтов крепления его к основанию.

1.6. Цилиндрическо-червячные редукторы

Цилиндрическая передача в цилиндрическо-червячных редукторах обычно имеет окружную скорость от 2 до 8 м/с и выполняется косозубой. Передаточное число цилиндрической передачи рекомендуется принимать от 2 до 4. Цилиндрическо-червячный редуктор на рис. 12 (лист 28) имеет боковое расположение червяка и вертикальный тихоходный вал.

На рис. 13 и 14 (лист 29) приведены конструкции цилиндрическо-червячных редукторов с горизонтально расположенными валами и соответственно нижним и верхним расположением червяка. Конструкции опор промежуточного и тихоходного валов здесь практически одинаковы. Существенные отличия имеют место в исполнении быстроходного вала. В схеме на рис. 13 двухопорный быстроходный вал имеет консольный конец, через который связан с электродвигателем, а на рис. 14 быстроходным валом является вал фланцевого электродвигателя, который крепится к переходному фланцу, смонтированному на корпусе редуктора. В обоих случаях ведомые зубчатые колеса установлены консольно на валах червяка.

На валу электродвигателя закреплена шестерня зубчатой передачи. Корпус на рис. 13 является разъемным по плоскости оси вала червячного колеса, а на рис. 14 при неразъемном корпусе червячное колесо устанавливается в корпус через боковое окно, закрываемое фланцевой крышкой.

1.7. Червячные редукторы специального назначения

Конструкции червячных редукторов специального назначения приведены на листах 31-33. На рис. 17 и 18 (лист 31) представлены червячные редукторы с боковым червяком, тихоходным валом, расположенным вертикально и с многодисковым предохранительным фрикционом, встроенным в червячное колесо.

Сцепление между дисками обеспечивают винтовые пружины, затянутые гайками.

В червячном колесе редуктора на рис. 19 (лист 32) закреплена гайка. Вращаясь с колесом, она поднимает винт подъемного устройства.

Конструкция редуктора с коническим дифференциалом приведена на рис. 20 (лист 32). Его солнечные колеса приводятся в движение от двух независимых червячных передач, передаточные числа которых могут быть одинаковыми или различными. Водило дифференциала, несущее сателлиты, вращает выходной тихоходный вал с угловой скоростью, равной полусумме угловых скоростей солнечных колес. Такой редуктор позволяет изменять скорость тихоходного вала в широком диапазоне, изменяя скорость червяков и направление их вращения, либо останавливая один из них.

В редукторе на рис. 21 (лист 33) левое солнечное колесо конического дифференциала приводится в движение извне через втулочно-пальцевую муфту, правое солнечное колесо — от другого двигателя через червячную передачу. Водило дифференциала закреплено на выходном валу и дифференциал работает так же, как в предыдущей конструкции. Но из-за иного расположения быстроходных валов и приводящих их двигателей частоты вращения солнечных колес и выходного вала лежат в разных диапазонах.

1.8. Червячные глобоидные редукторы

Червячные глобоидные передачи и редукторы находят все более широкое применение в различных машинах и механизмах, т.к. они более компактны, имеют меньшую массу, большую нагрузочную способность и более высокий КПД по сравнению с цилиндрическими червячными передачами с цилиндрическим червяком.

Глобоидное зацепление по сравнению с червячными переда-

чами с цилиндрическим червяком имеют тесно прилегающие контактирующие поверхности, что обеспечивает пониженные контактные давления и линии контакта, расположенные перпендикулярно к направлению скольжения, что способствует образованию устойчивого масляного клина. При указанных особенностях зацепления и за счет значительно большей суммарной длины контактных линий увеличивается КПД и возрастает нагрузочная способность передачи.

Глобоидные передачи рекомендуется применять в редукторах в тех случаях, когда скорость скольжения не менее 4 м/с и передаточное число $\geq 20 \dots 25$ (одно- или двухзаходный червяк).

Основными стандартными параметрами передачи являются межосевое расстояние a и внутренний диаметр червяка.

Для повышения КПД передачи следует отдавать предпочтение червяку с возможно меньшим диаметром, который выбирается на основании его расчета по условиям прочности и жесткости.

В глобоидных редукторах, поскольку червяк и колесо взаимно охватывают друг друга, для качественной работы зацепления необходимо производить регулировку осевого положения не только колеса, но и червяка. Неточность осевой установки червяка приводит к заклиниванию передачи, к чему может привести и повышенный осевой люфт в подшипниках при реверсировании вращения.

Подшипниковые узлы вследствие большой нагрузочной способности редуктора и для обеспечения достаточной жесткости выполняются более мощными.

На рис. 22 (лист 33) приведена конструкция цилиндрическо-червячного глобоидного редуктора, в котором цилиндрическая и червячная глобоидная передачи размещаются в одном корпусе, что позволяет получить конструкцию с малыми габаритами и массой. По своим параметрам такой редуктор близок к трехступенчатому коническо-цилиндрическому редуктору.

Шестерня цилиндрической передачи закреплена на валу фланцевого электродвигателя, а колесо смонтировано консольно

на конце червячного вала, который опирается в каждой из опор на радиальные шариковые подшипники, а для восприятия осевых усилий в правой опоре установлены упорные подшипники, обеспечивающие ее высокую осевую жесткость. Таким образом, правая опора является фиксирующей, а левая – плавающей. Опорами для червячного колеса служат роликовые сферические подшипники. Оба зацепления смазываются погружением соответственно зубчатого колеса и червяка в общую масляную ванну.

2. Планетарные редукторы

Редукторы с планетарными передачами, имеющие колеса с подвижными осями (сателлиты), создающие несколько независимых потоков для передачи мощности, имеют массу и габариты значительно меньше, чем редукторы с передачами с неподвижными осями. Соосное расположение ведущего и ведомого валов обеспечивает удобное расположение планетарных редукторов и электродвигателей на плитах и фундаментах.

На листах 34-39 приведены конструкции планетарных редукторов, дополненные схемами и кинематическими соотношениями.

Из большого количества разнообразных схем планетарных передач наиболее широкое применение в качестве промышленных конструкций получили несколько схем в различных вариантах.

Чаще всего применяют схемы планетарных передач 2К-Н и 3К, а также некоторые комбинированные схемы.

На рис.1 (лист 34) представлена конструкция одноступенчатого планетарного редуктора по схеме 2К-Н. Редуктор имеет «плавающую» центральную шестерню, что позволяет выравнять нагрузку между сателлитами. Для обеспечения «плавания» центральной шестерни она связана с быстроходным валом через зубчатое сочленение (зубчатую муфту). При этом шестерня опи-

рается только на зубья сателлитов, свободно по ним устанавливается и других опор не имеет.

Быстроходный вал смонтирован на двух шариковых подшипниках, один из которых жестко зафиксирован по наружному кольцу в корпусе и удерживает вал от осевого смещения.

Водило опирается на два шариковых подшипника, один из которых установлен в корпусе редуктора, а другой – в торцевой крышке. Само водило является цельным. Оси сателлитов установлены в расточках водила. От осевого перемещения и проворачивания оси сателлитов зафиксированы стопорными планками. Опорами для каждой сателлитной шестерни служат два шариковых радиальных подшипника.

Для устранения перемещения сателлитной шестерни относительно наружных колец подшипников предусмотрены пружинные кольца. Сателлиты, приводимые в движение ведущей центральной шестерней, перекачиваясь по неподвижному центральному колесу с внутренними зубьями, передают движение на водило и его вал, являющийся ведомым.

При окружных скоростях до 8 м/с применяется картерная смазка зубчатого зацепления и подшипников.

На рис. 2 и 3 представлены конструкции двухступенчатых планетарных редукторов по схеме 2К-Н. Конструкция на рис. 2 (лист 34) представляет собой мотор-редуктор. Шестерня первой ступени установлена на валу фланцевого электродвигателя, а оси сателлитов консольно закреплены относительно водила. Центральная шестерня второй ступени является «плавающей» и связана с водилом первой ступени через зубчатое сочленение (зубчатую муфту). Водило второй ступени имеет две опоры в виде шариковых радиальных подшипников, один из которых установлен в корпусе, а второй – во фланцевой перегородке. Оси сателлитов имеют крепление в обоих щеках водила.

Двухступенчатый редуктор на рис.3 (лист 35) имеет «плавающими» центральные шестерни обеих ступеней. В отличие от сателлитов второй ступени сателлиты первой ступени распола-

гаются на одном подшипнике. Каждое из водил имеет крепления на двух опорах. Сборка редуктора обеспечивается за счет наличия бокового окна с фланцевой крышкой.

На рис. 4 (лист 35) приведена конструктивная схема трехступенчатого планетарного редуктора по схеме 2К-Н.

На рис. 5 и 6 (лист 36) приведены конструкции одноступенчатых планетарных редукторов по схеме 3К, которые находят широкое применение благодаря своей компактности и малой массе. Они имеют меньшее число деталей и менее сложны в процессе изготовления по сравнению с редукторами 2К-Н, но уступают им по значению КПД.

В приведенных конструкциях центральная шестерня выполняется за одно целое с валом (рис. 5), либо насадной (рис. 6). Вал шестерни при этом опирается на два конических роликовых подшипника (рис. 5), либо на два шариковых подшипника (рис.6), один из которых установлен в отверстии торцевой крышки, а второй – в торцевой части тихоходного вала.

Центральная шестерня приводит в движение сателлиты, сцепленные с неподвижным колесом с внутренними зубьями. Сателлиты, входящие в зацепление с неподвижным и подвижным колесами с внутренними зубьями, составляют блок из двух шестерен. Через вторую шестерню блока сателлитов приводится в движение подвижное колесо с внутренними зубьями и через него тихоходный вал, опорами которого служат два шариковых подшипника. Для лучшей устойчивости тихоходного вала и закрепленного на нем колеса рекомендуется подшипники устанавливать возможно дальше друг от друга. На рис. 6 правый подшипник зафиксирован по наружному кольцу в корпусе и удерживает вал от осевого перемещения. Водило может иметь опоры в виде двух шариковых подшипников, расположенных на быстроходном валу (рис. 5), либо центрирующих устройств (рис. 6). Водила выполнены составными из двух половин с центрированием по цилиндрическому пояску, которые стянуты болтами, установленными без зазора (рис. 5), либо с зазором, но при этом соединенные допол-

нительно штифтами (рис. 6).

Сателлиты могут быть установлены на шариковых подшипниках на осях, закрепленных в щеках водила (рис. 5), или непосредственно на осях, имеющих опоры в виде шариковых подшипников в щеках водила.

Смазка зацеплений – окунанием в масляную ванну. Все подшипники смазываются разбрызгиванием. Уровень масла в картере редуктора контролируется жезловым маслоуказателем.

На рис. 7 (лист 37) приведена конструкция двухступенчатого планетарного редуктора, обе ступени которого выполнены по схеме 3К, а на рис. 8 – двухступенчатого редуктора, первая ступень которого выполнена по схеме 2К-Н, а вторая – по схеме 3К.

Конструкция планетарного редуктора на рис. 9 (лист 38) отличается от редуктора по схеме 2К-Н наличием сдвоенных в виде блока сателлитов, один из которых находится в зацеплении с центральной шестерней, а другой – с центральным неподвижным колесом. Водило с выходным валом является составным. Его опоры расположены в торцевых крышках, а внутри самого водила установлены опоры быстроходного вала с ведущей центральной шестерней.

На рис. 10 представлена конструкция планетарного редуктора по схеме 2К-Н с двумя внутренними зацеплениями. Особенность этой схемы заключается в том, что число зубьев центральных колес может отличаться на один, два, три, а в некоторых случаях и более, от числа зубьев сателлитных шестерен. Вследствие этого имеют место меньшие потери мощности в зацеплении. Минимальное передаточное число следует принимать не менее 30.

В конструкции этого редуктора ведущий вал в месте установки подшипников с короткими цилиндрическими роликами под блок сателлитов имеет эксцентрик. За каждый оборот эксцентрикового вала сателлит обегает закрепленное центральное колесо с внутренним зацеплением в одном направлении и при наличии разницы в числе зубьев совершает поворот на определенный угол в направлении, обратном вращению эксцентрикового вала. Вторая

сателлитная шестерня вращает подвижное центральное колесо, которое жестко связано с тихоходным валом и передает ему движение.

В конструкции редуктора по этой схеме имеет место односторонний контакт зубьев сателлитных шестерен с центральным колесом. Поэтому при проектировании таких редукторов необходимо обеспечить достаточную жесткость валов и высокую статическую грузоподъемность подшипников качения, предназначенных для установки блока сателлитов. Односторонняя конструкция эксцентрика уравнивается грузом в виде сектора, установленного на быстроходном валу. При вращении сектор проходит через лоток, установленный в масляной ванне, причем стенки последнего выполнены выше уровня смазки в ванне.

Редукторы с двумя внутренними зацеплениями проще в изготовлении, имеют значительно меньше деталей, простую сборку, но КПД их значительно ниже. При высокой частоте вращения эти редукторы работают неустойчиво, с вибрацией, и рекомендуются к применению при мощностях до 3...7 кВт и при частотах вращения до 1000 мин⁻¹.

На рис. 11 и 12 (лист 39) приведены конструкции двухскоростных планетарных редукторов, управляемых фрикционными электромагнитными муфтами. Изменение скорости вращения выходного вала достигается за счет стопорения с помощью электромагнитной муфты сцепления центрального зубчатого колеса с внутренними зубьями. В первом случае (рис. 11) включением электромагнитной муфты, расположенной справа, со стороны приводного электродвигателя, центральное (коронное) колесо стопорится относительно корпуса передачи, а при включении левой электромагнитной муфты коронное колесо стопорится относительно водила. В редукторе на рис. 12 используется одна фрикционная электромагнитная муфта, при включении которой коронное колесо стопорится относительно корпуса передачи, а при выключении муфты стопорение колеса и водила осуществляется за счет подпружиненной в осевом направлении зубчатой муфты.

3. Волновые редукторы

На рис. 13 и 14 (лист 40) представлены конструкции волновых редукторов.

Редуктор на рис. 13 является одноступенчатым с цилиндрическим гибким элементом (колесом) с наружными зубьями и неподвижным жестким колесом с внутренними зубьями, имеющими эвольвентный профиль. Ведущим элементом передачи является двухволновой генератор волн, выполненный в виде кулачка с напрессованным на него гибким подшипником с тонкостенными кольцами. Ведомым – гибкий элемент в виде зубчатого стакана, связанный с ведомым валом через зубчатое (шлицевое) соединение. Жесткое зубчатое колесо является неподвижным и крепится вместе с фланцевой крышкой к корпусу винтами. Во фланцевой крышке установлен один из подшипников вала генератора, а второй закреплен внутри ведомого вала. В противоположной фланцевой крышке редуктора установлены два подшипника ведомого вала.

Смазка редуктора – разбрызгиванием. На быстроходном валу редуктора установлен для его охлаждения вентилятор.

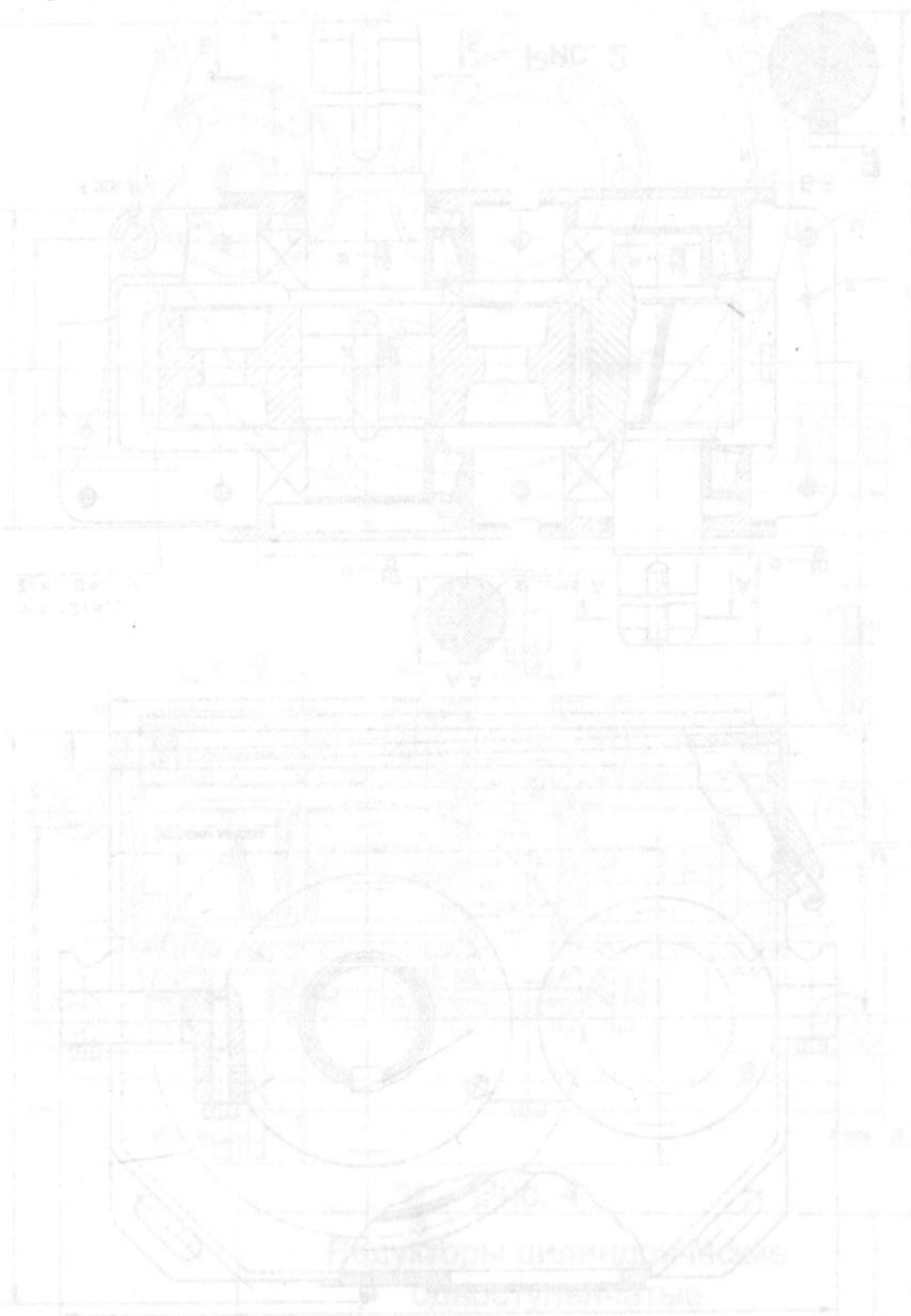
Генератор волновой передачи имеет эллиптический кулачок и гибкий подшипник, состоящий из наружного и внутреннего колец, тел качения и сепаратора. Передача вращающего момента от ведущего вала к кулачку осуществляется через шлицевое соединение.

Толщина гибкого цилиндра - $0,009$, а гибкого зубчатого венца – $0,014$ от их диаметров; толщина наружного кольца подшипника генератора – $0,02$ от наружного, а внутреннего кольца – $0,045$ от внутреннего его диаметров. Материал колец – сталь ШХ-15, твердость – $58...61$ HRCэ.

На рис. 14 приведена конструкция двухступенчатого волнового зубчатого редуктора. Жесткое колесо первой ступени неподвижно, а гибкое колесо вращает генератор второй ступени; гибкое колесо второй ступени неподвижно, а жесткое колесо вращается и

связано с ведомым валом. Валы электродвигателя и ведомый при этом вращаются в противоположные стороны.

Генератор второй ступени выполнен роликовым без сепаратора.



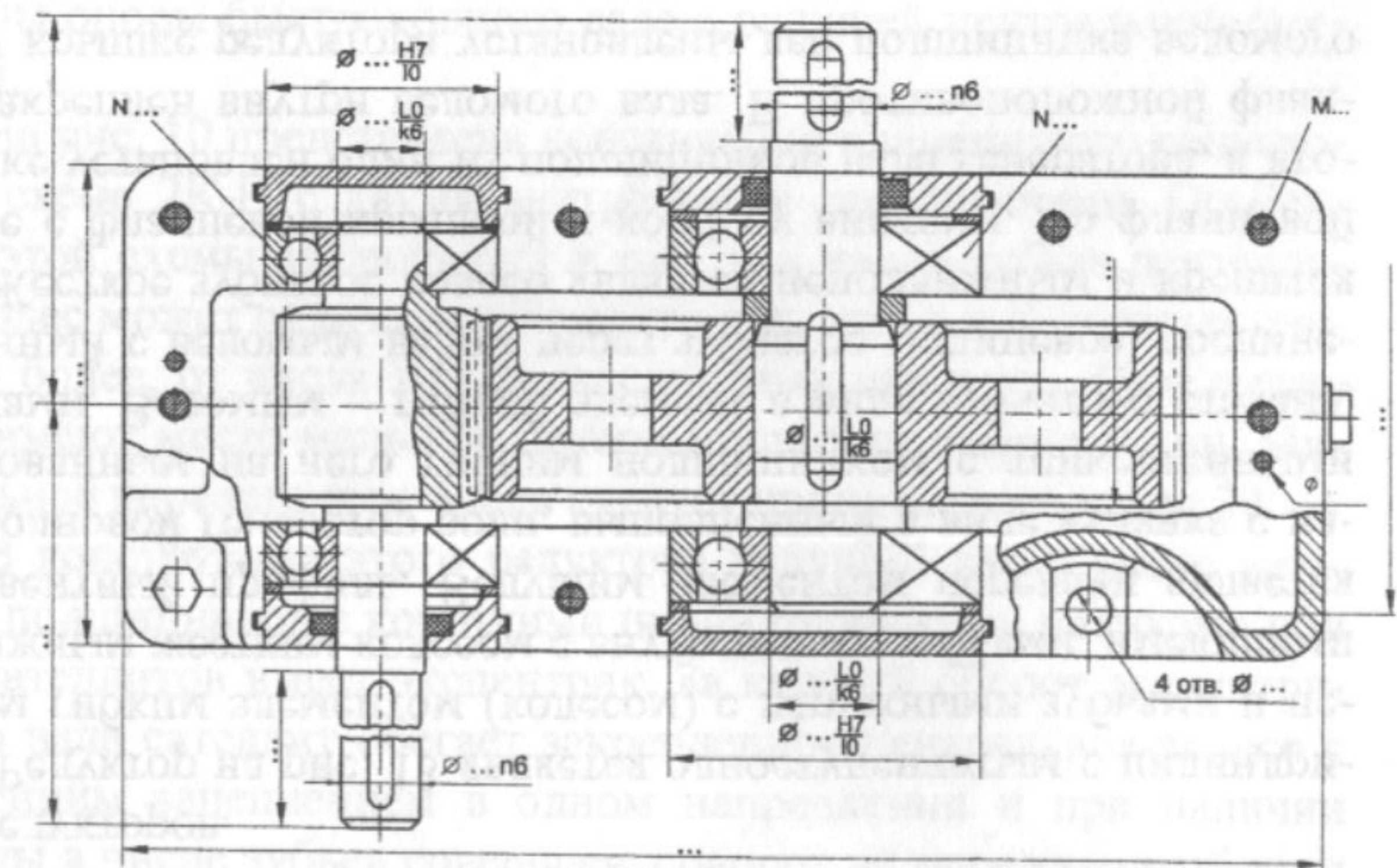
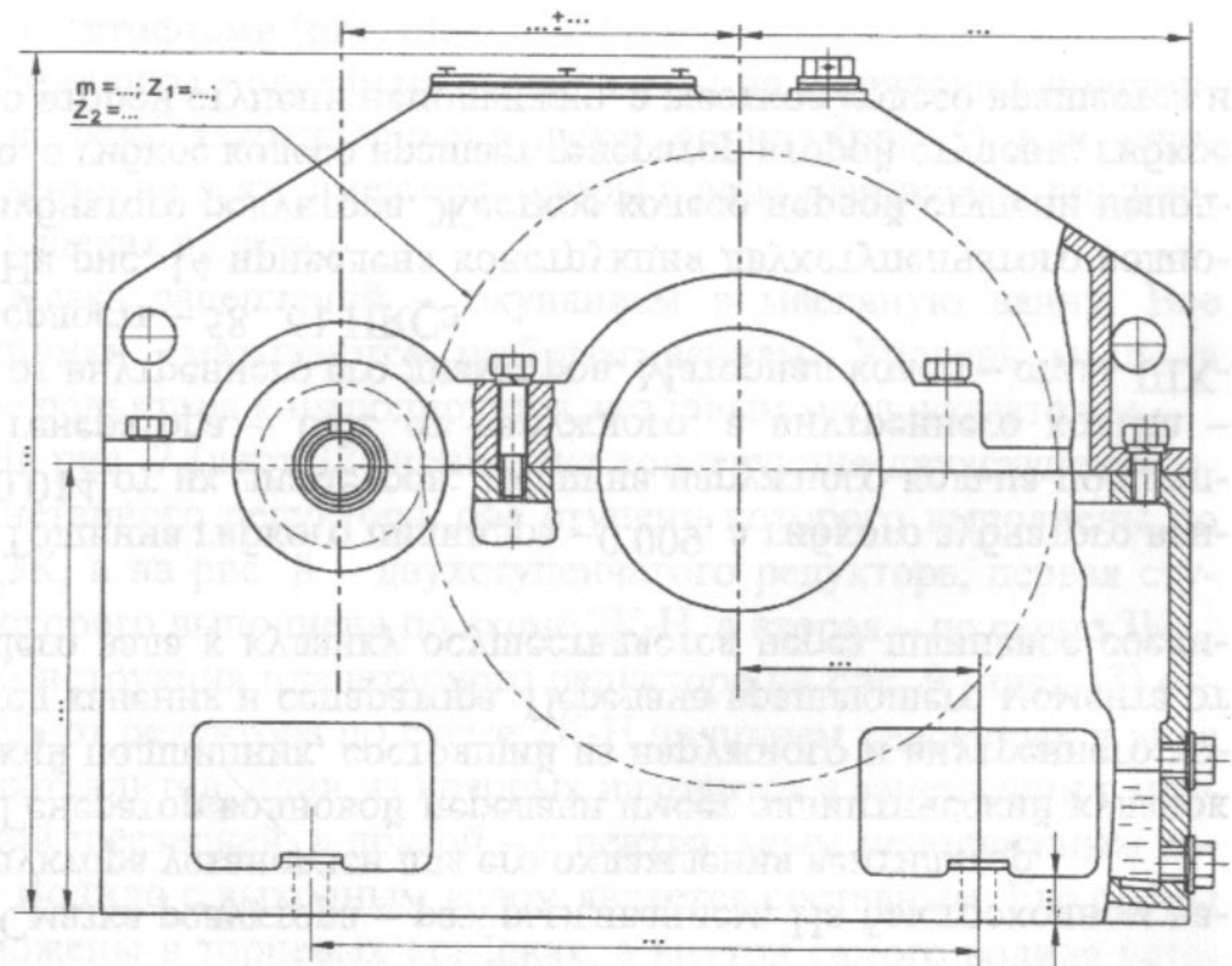


Рис. 1

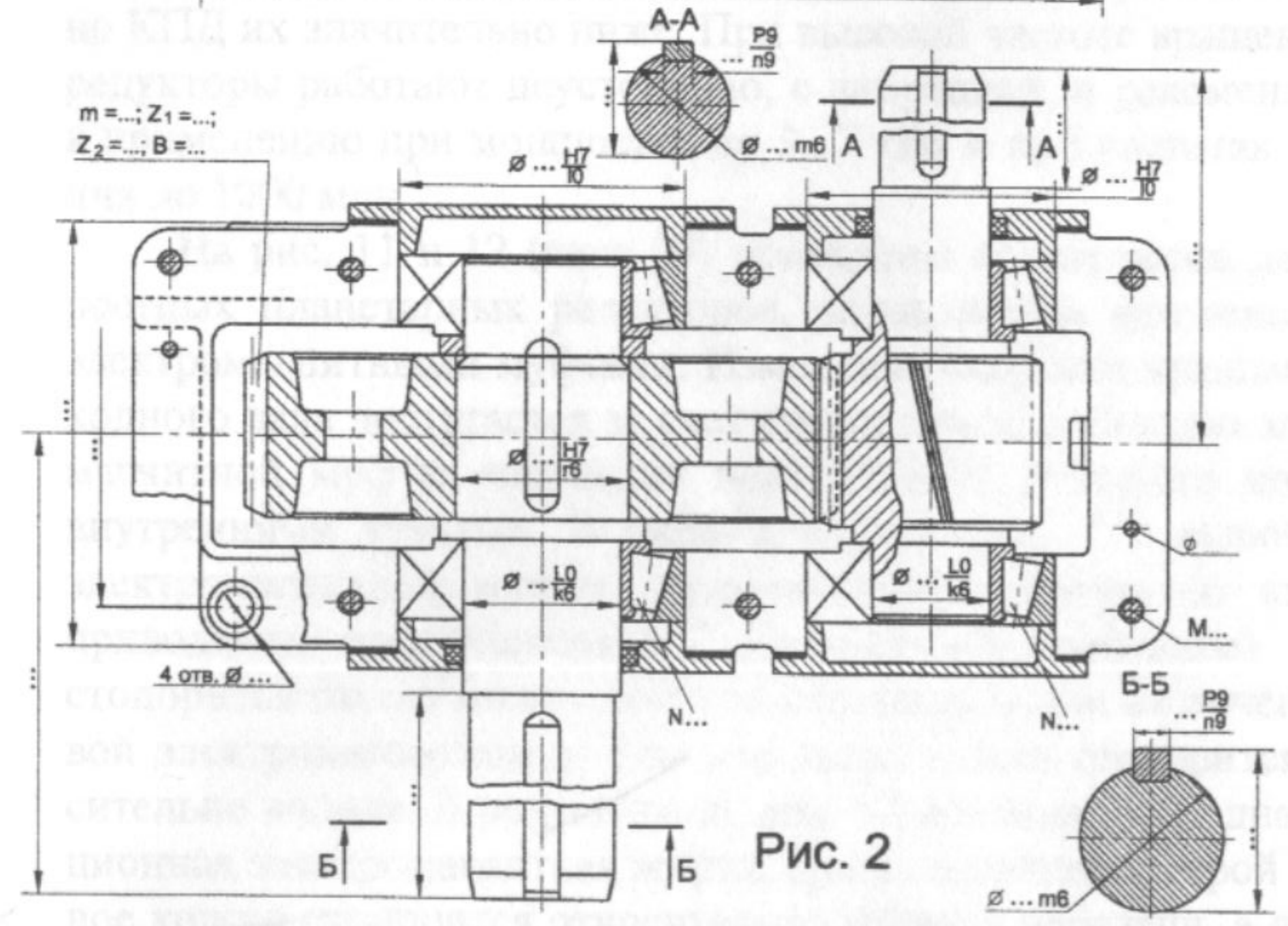
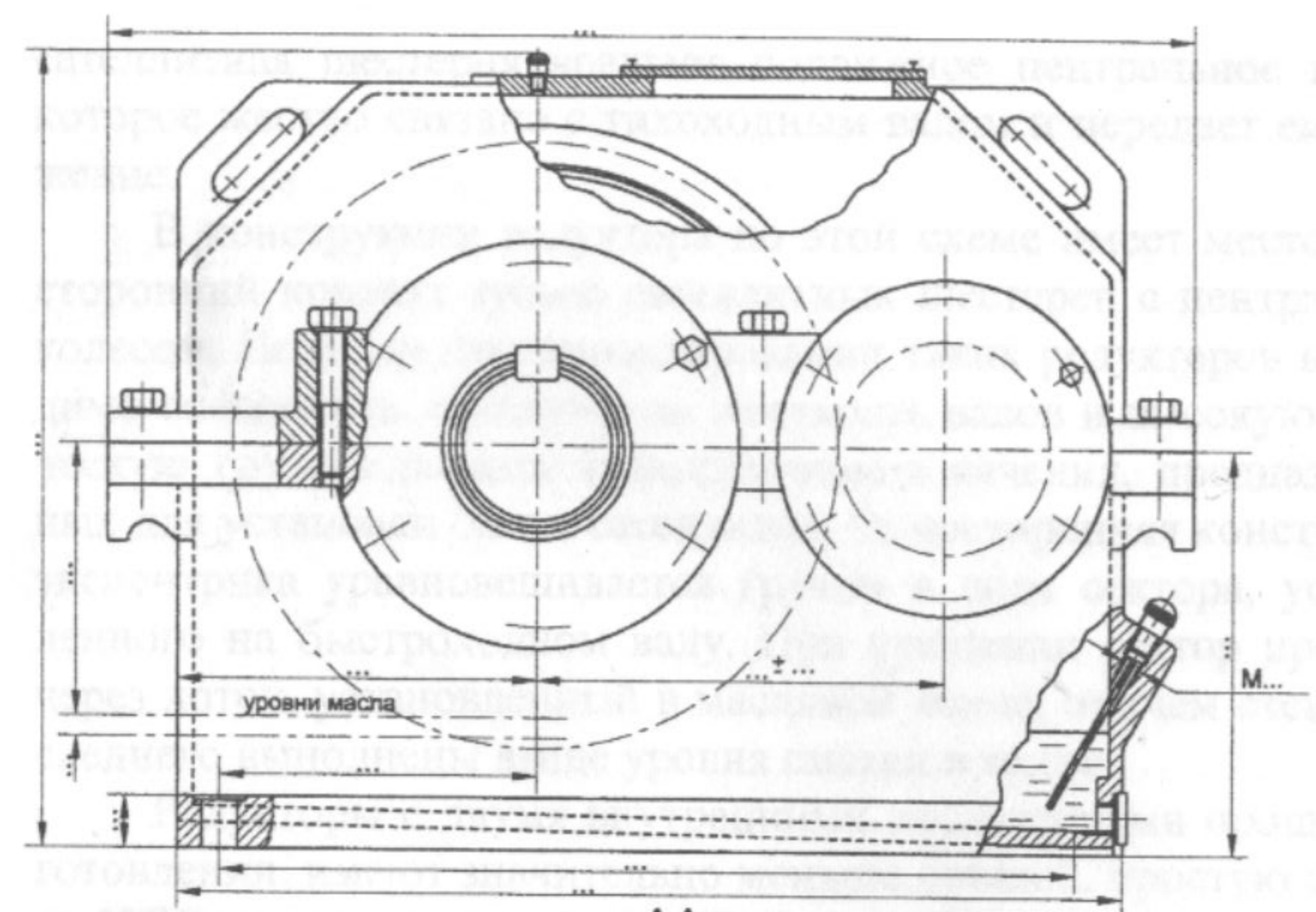


Рис. 2

Редукторы цилиндрические
одноступенчатые

Лист 1

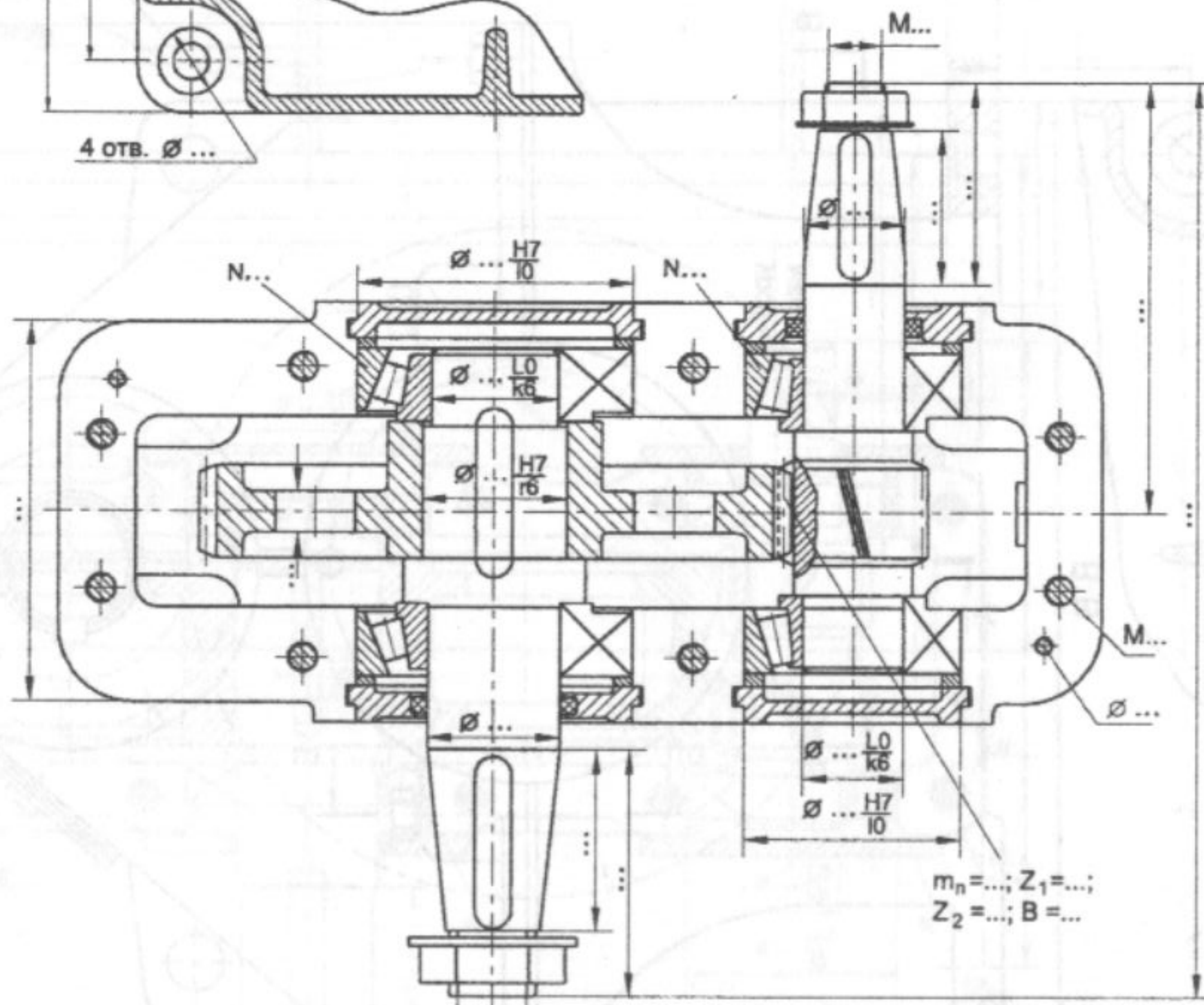
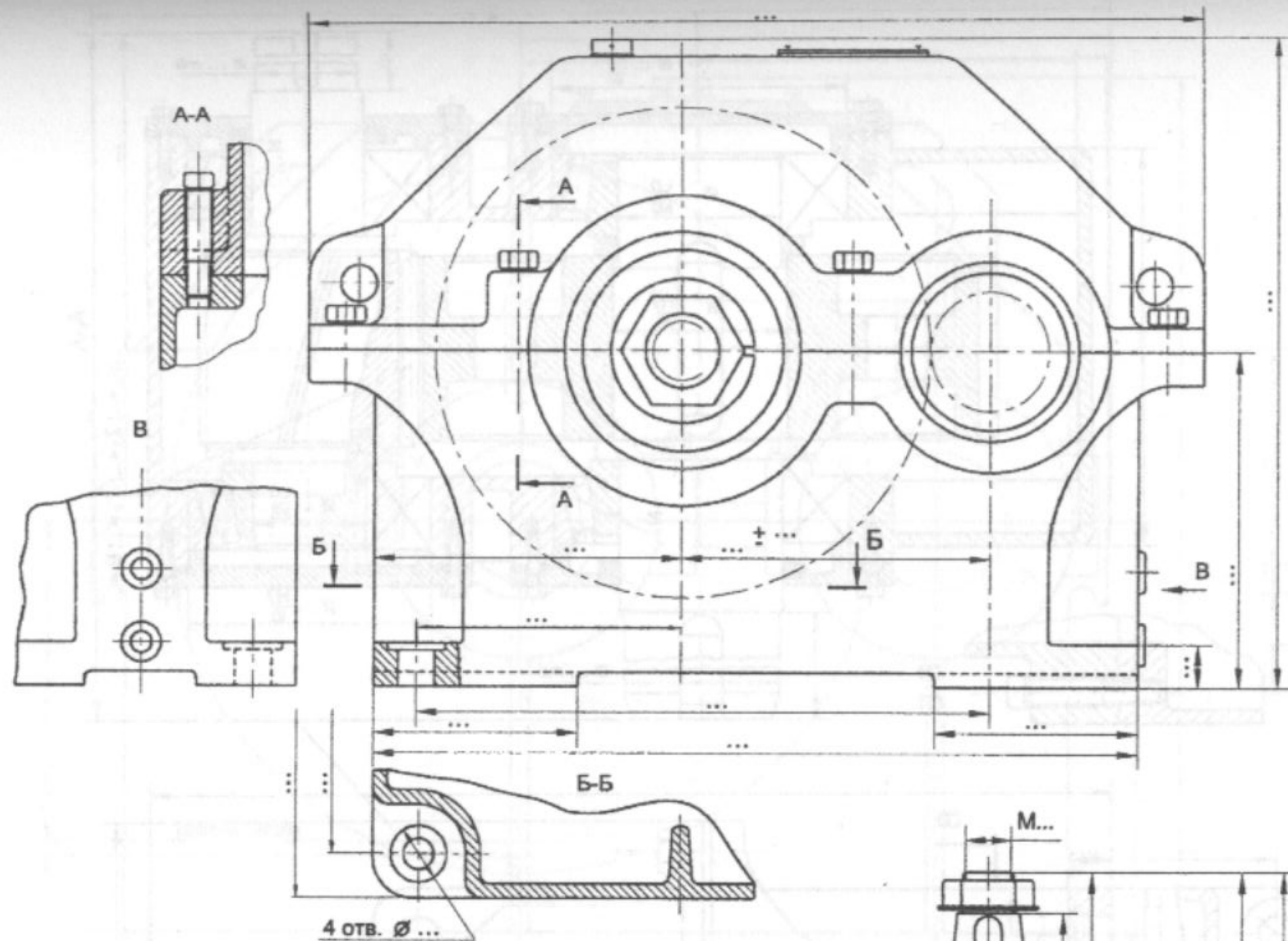


Рис. 3

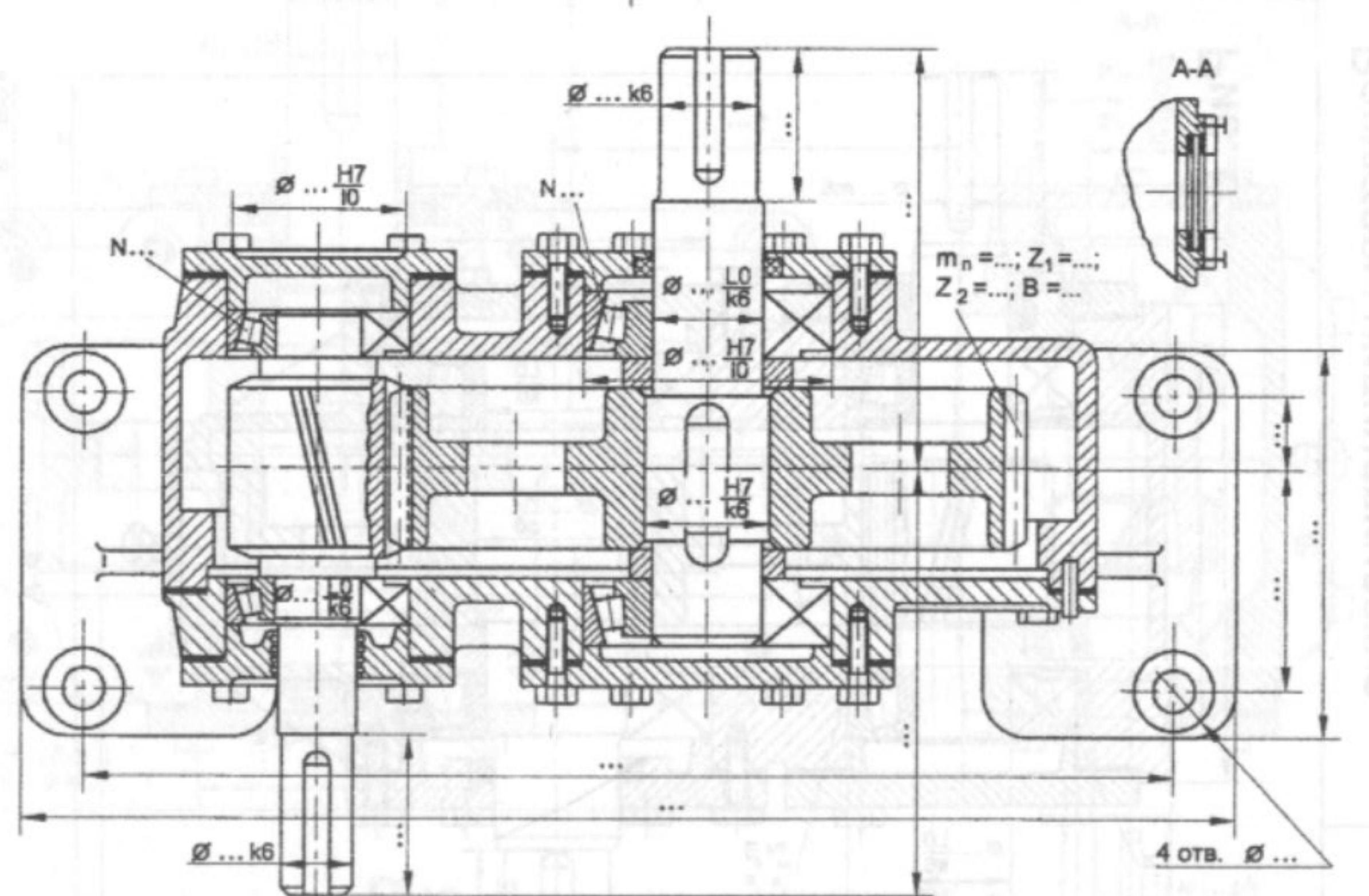
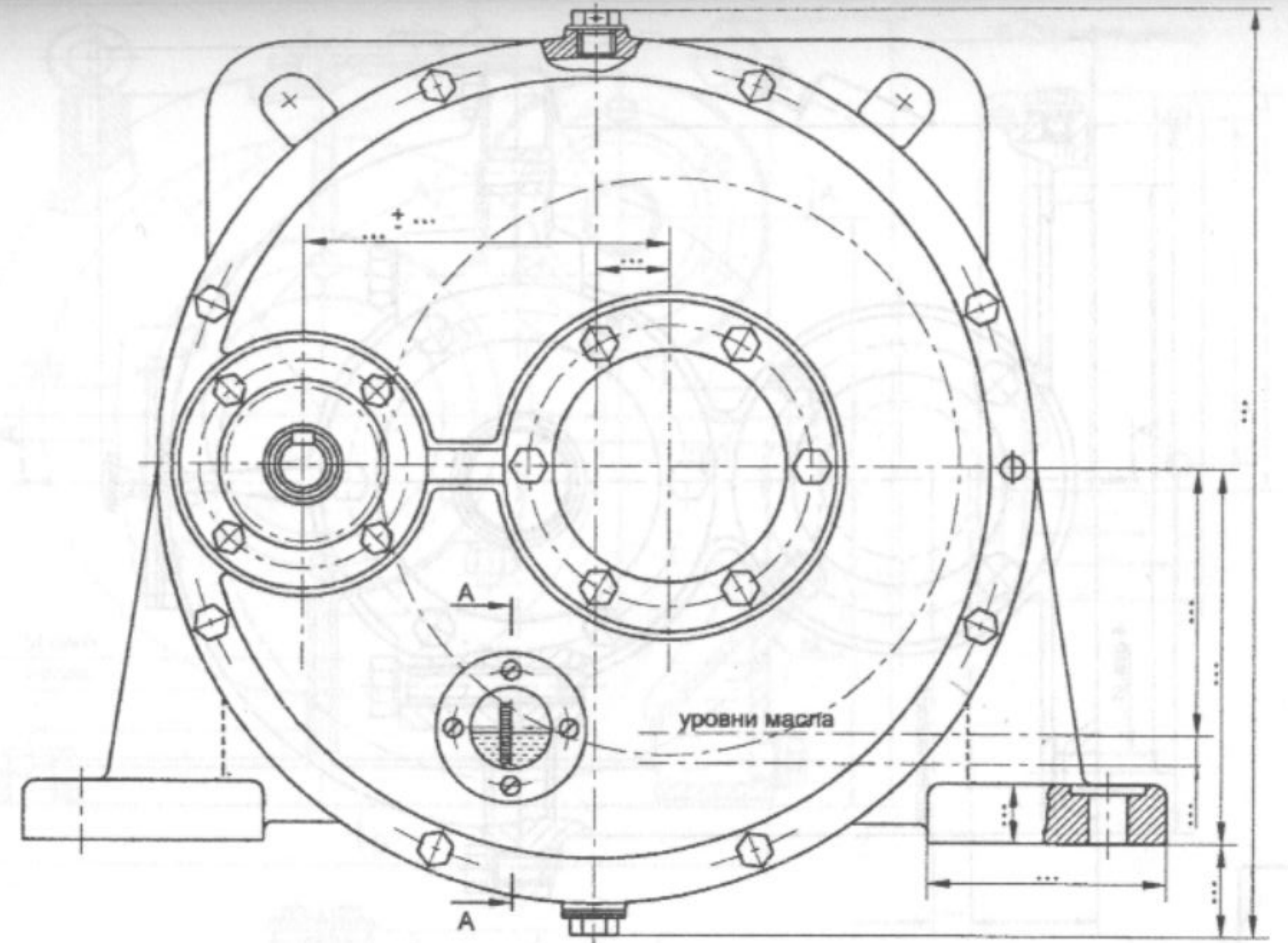


Рис. 4

Редукторы цилиндрические
одноступенчатые

Лист 2

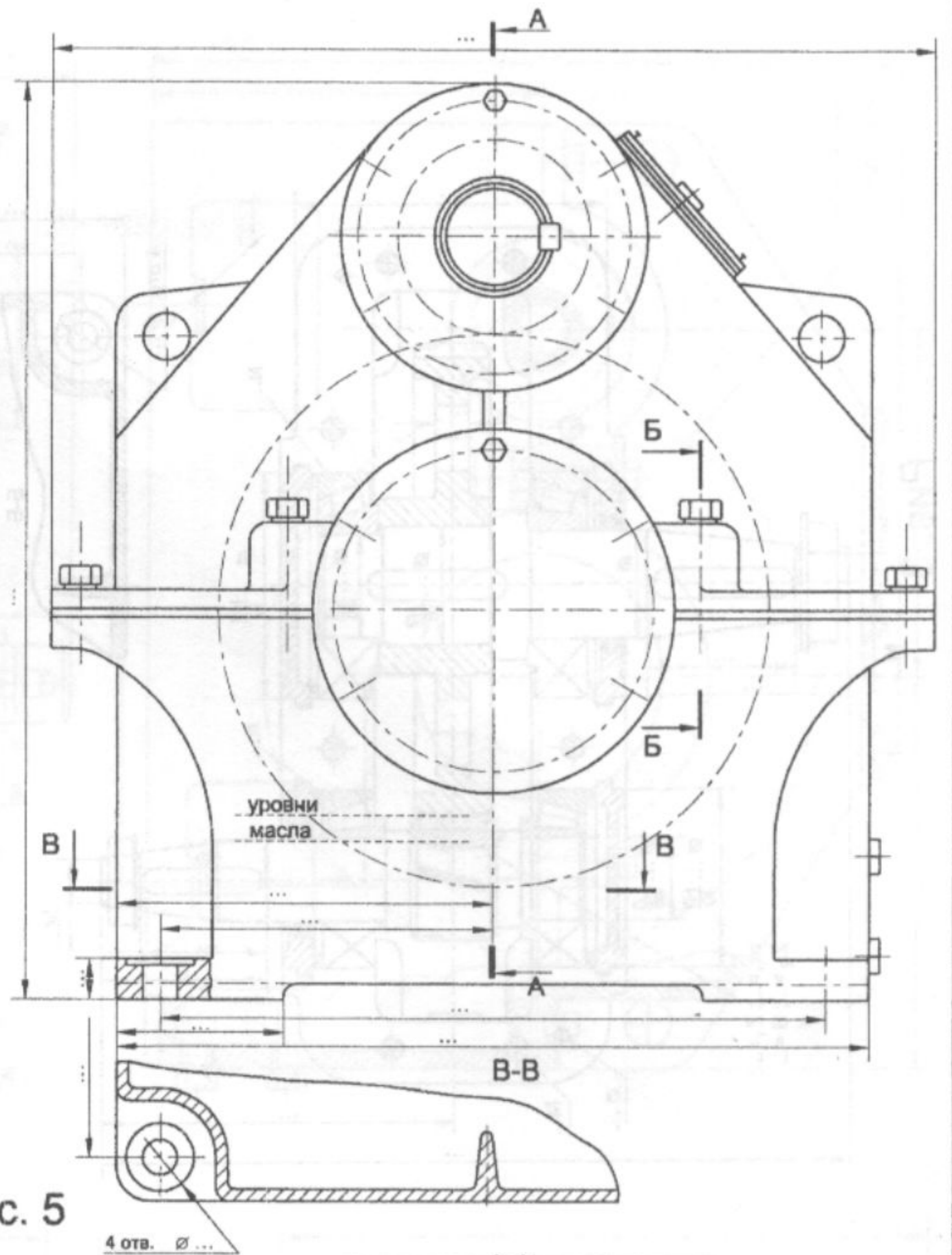
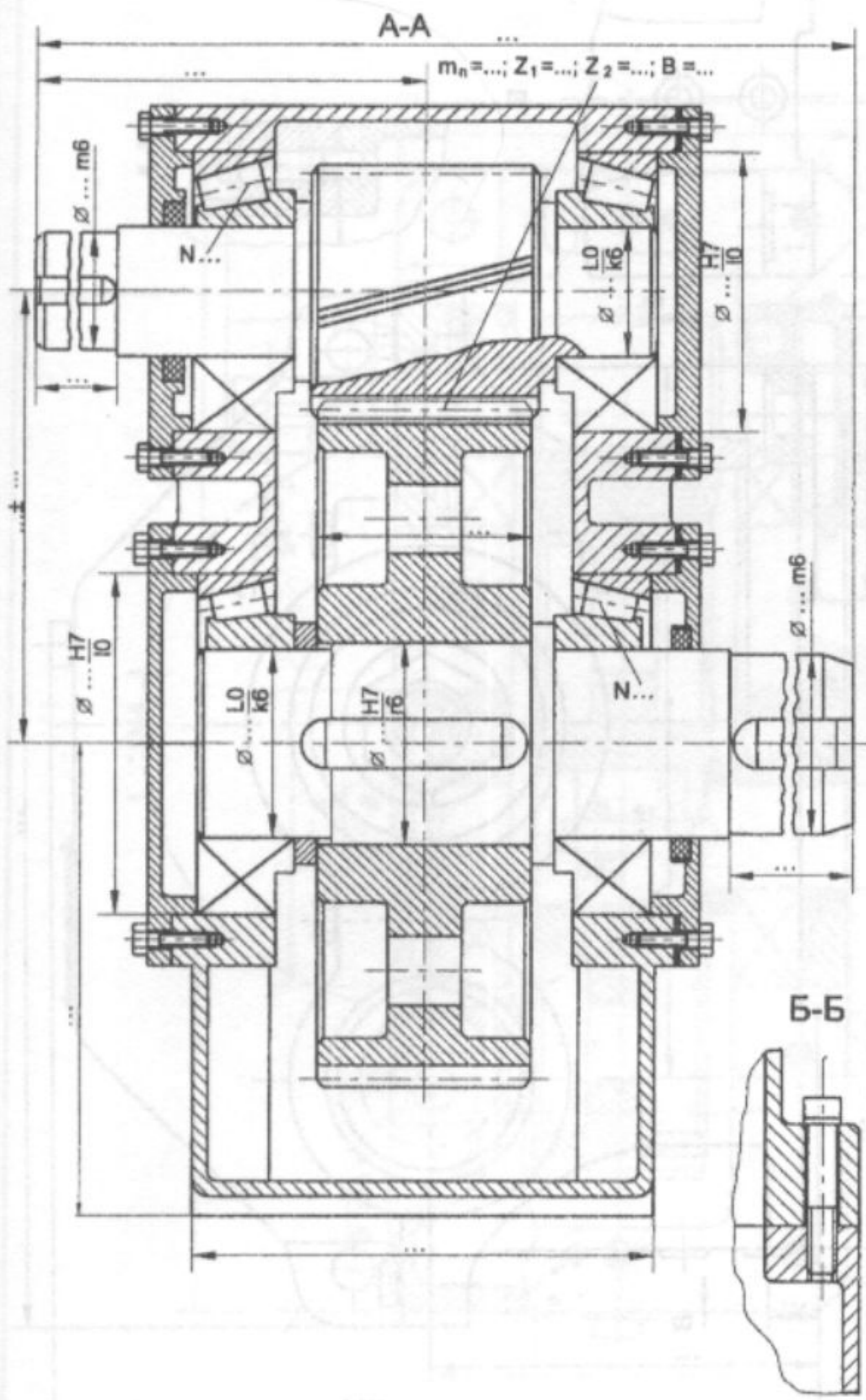


Рис. 5

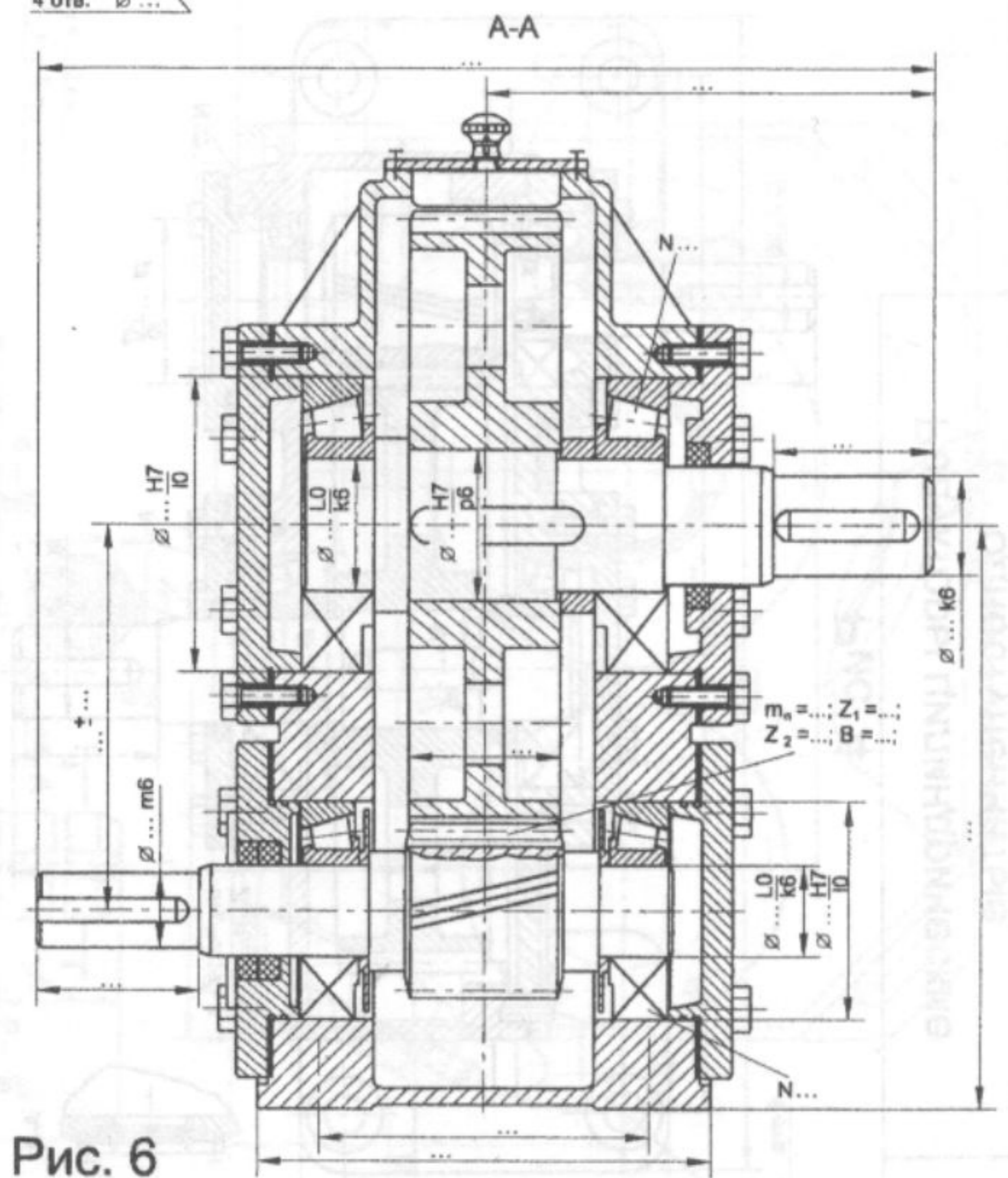
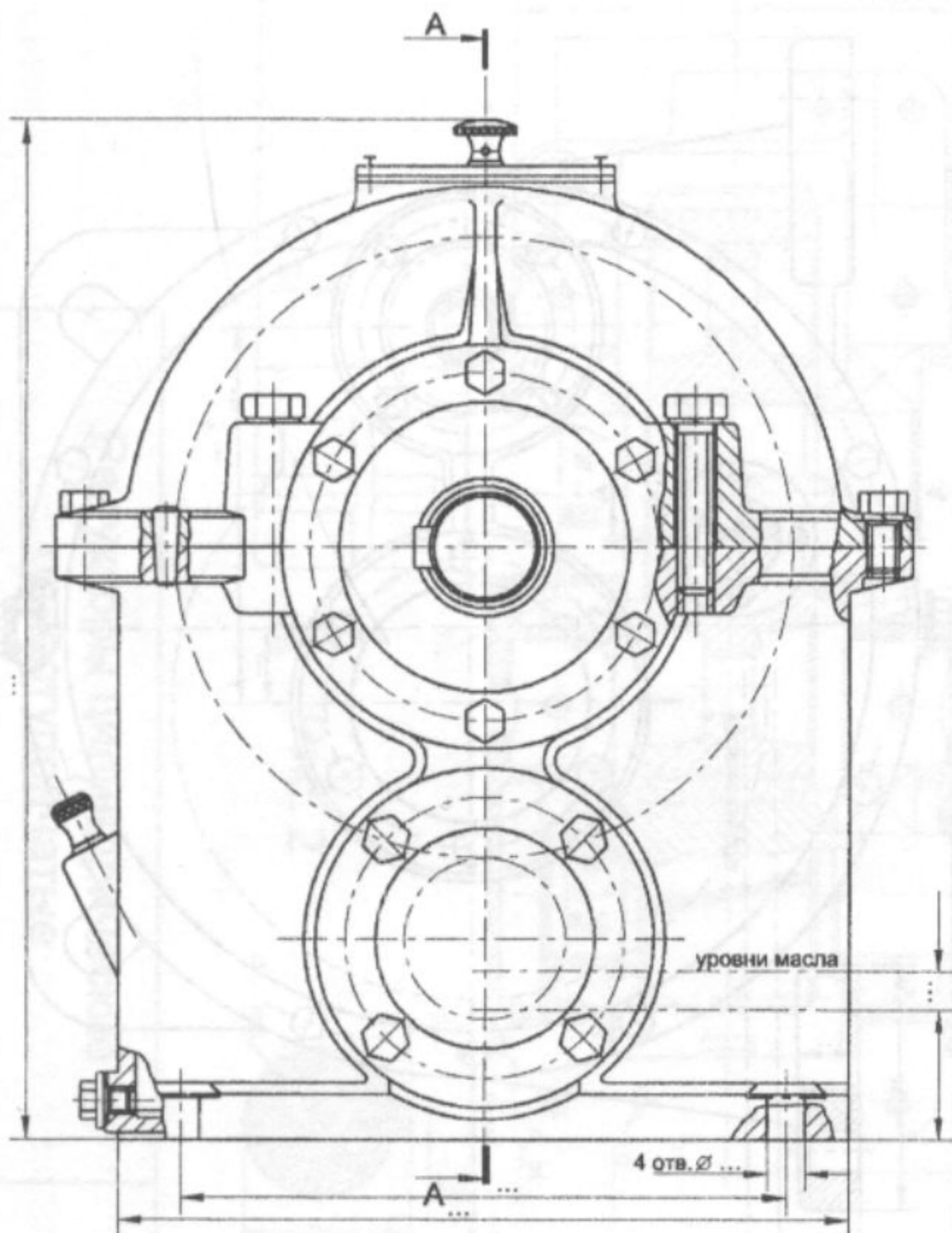


Рис. 6

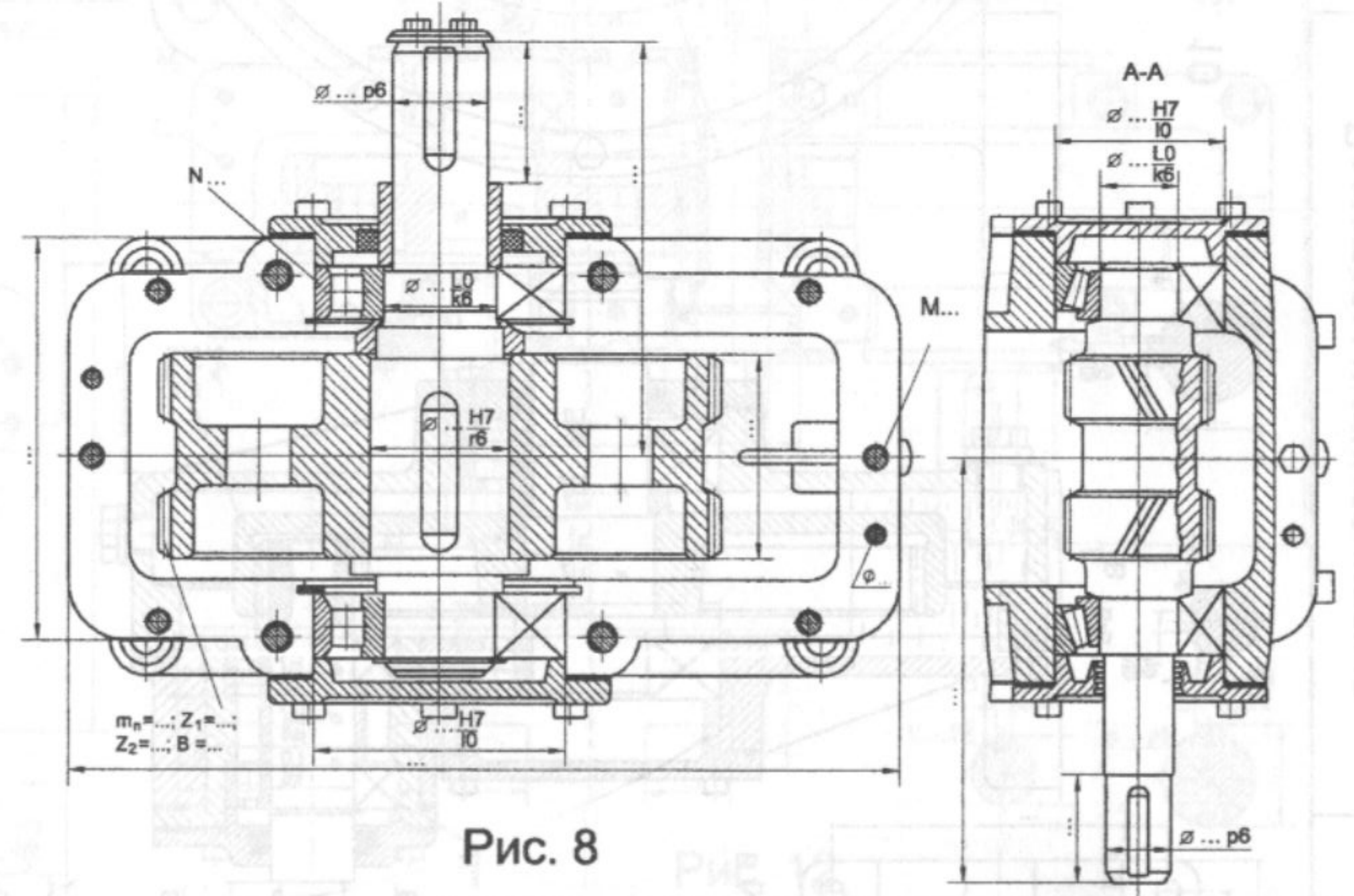
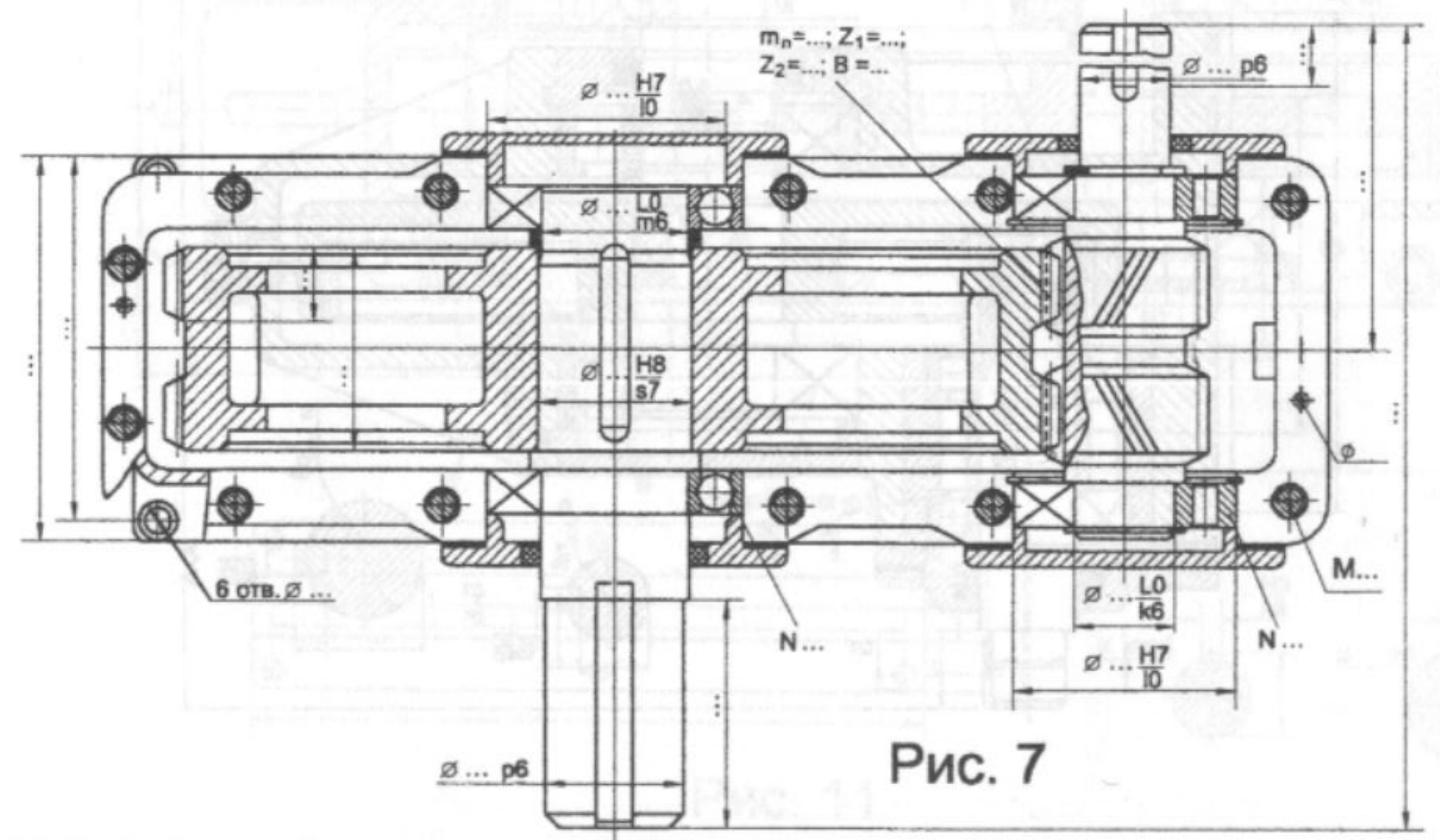
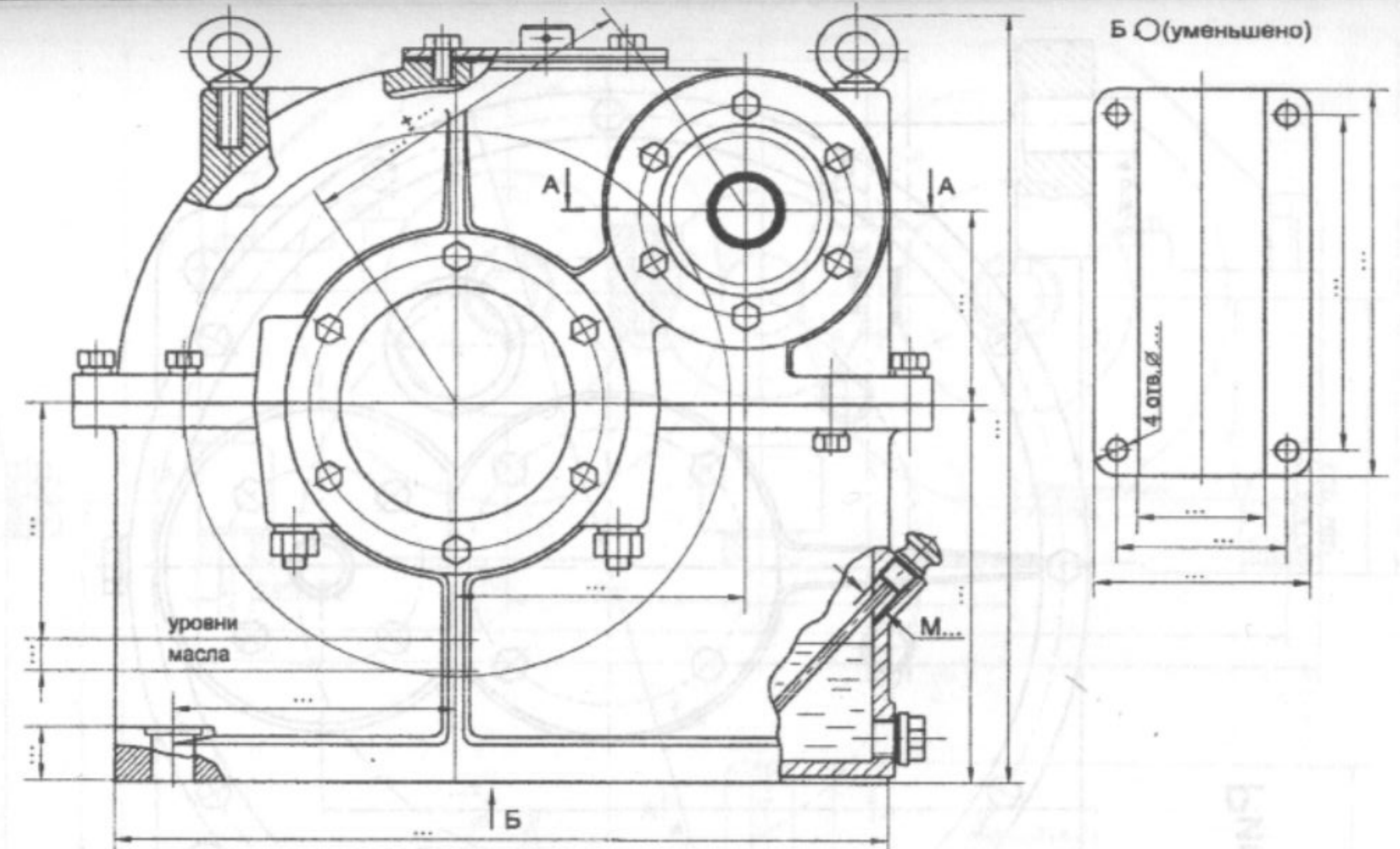
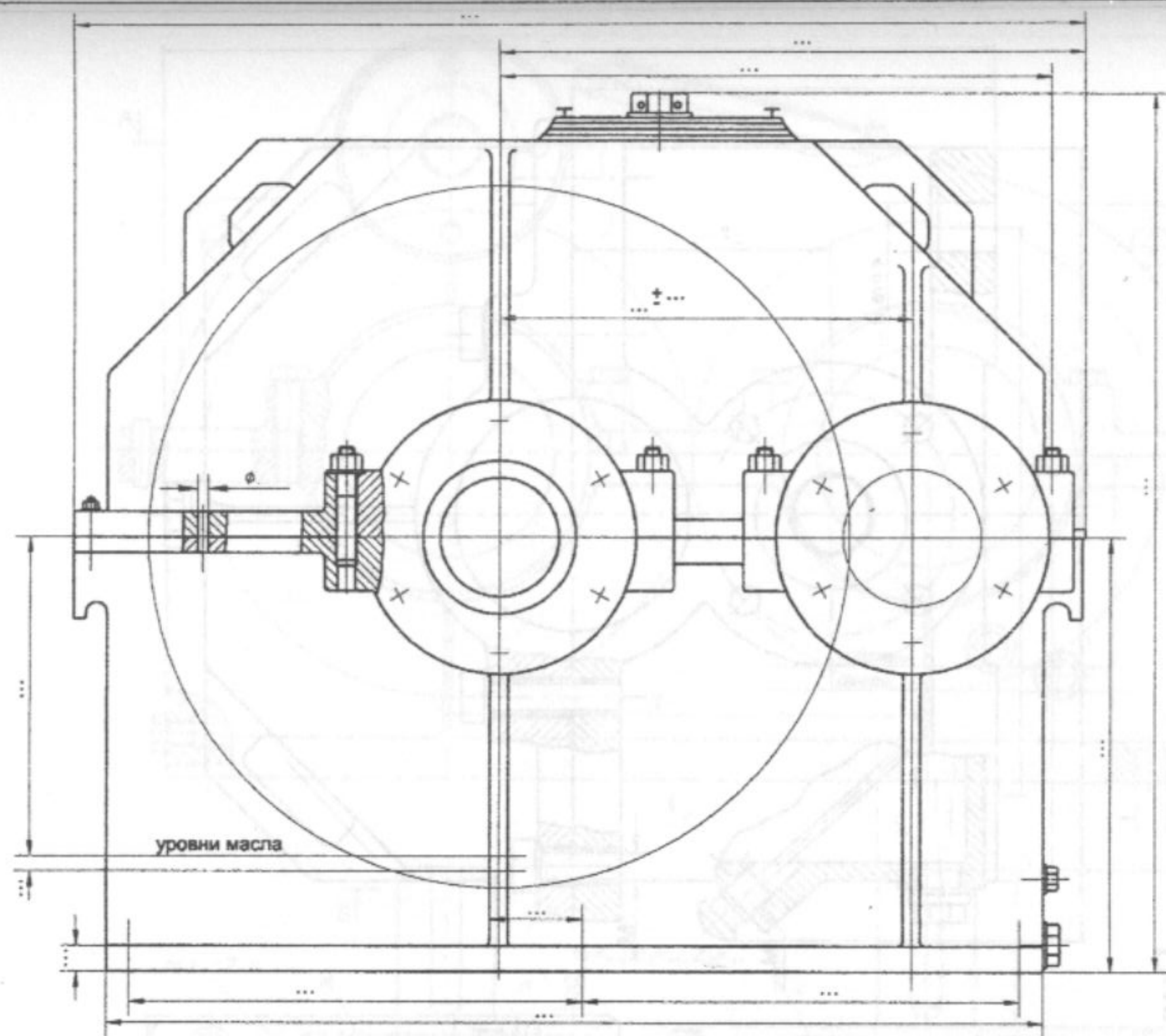


Рис. 7

Рис. 8

Редукторы цилиндрические
одноступенчатые

Лист 4

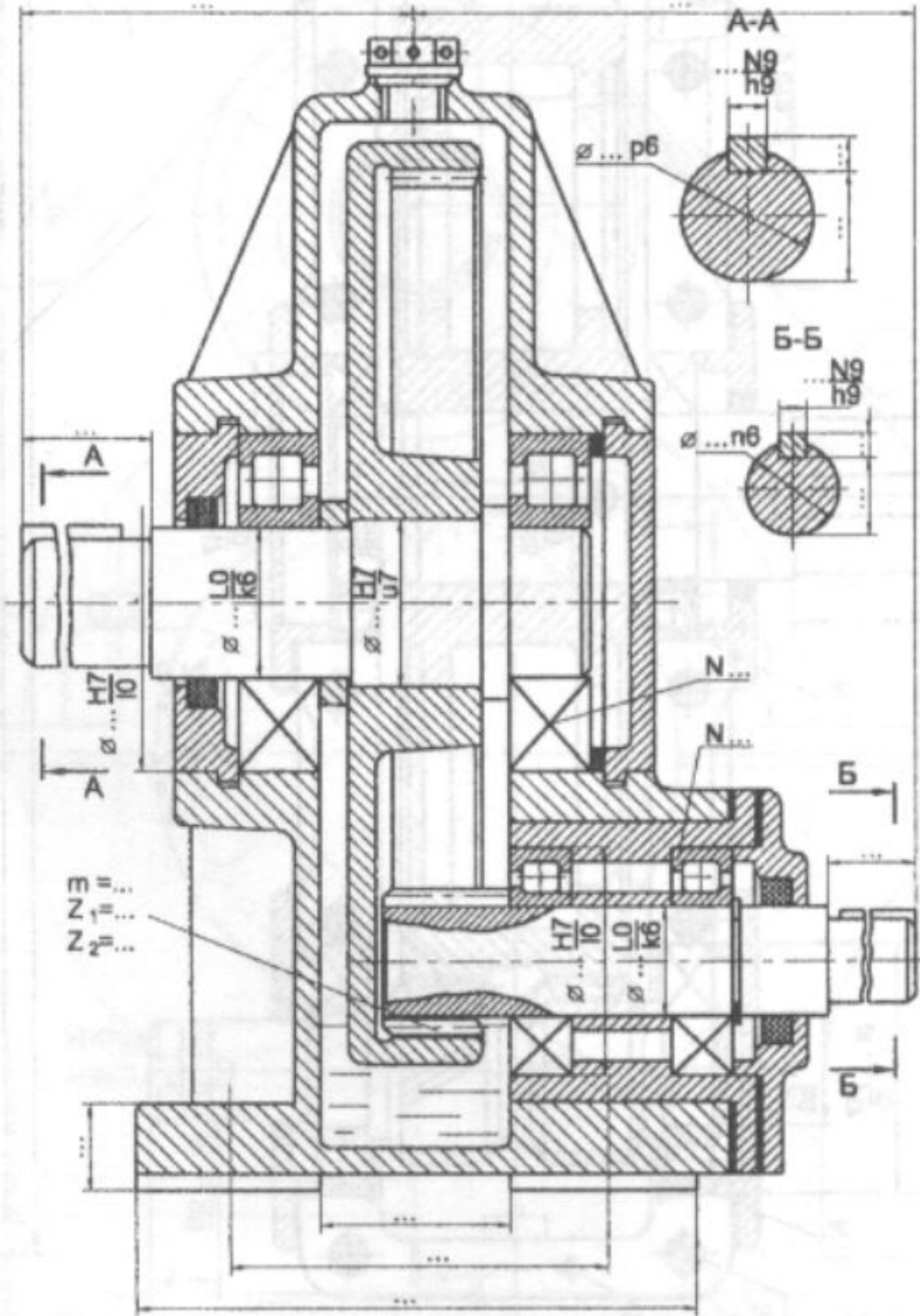
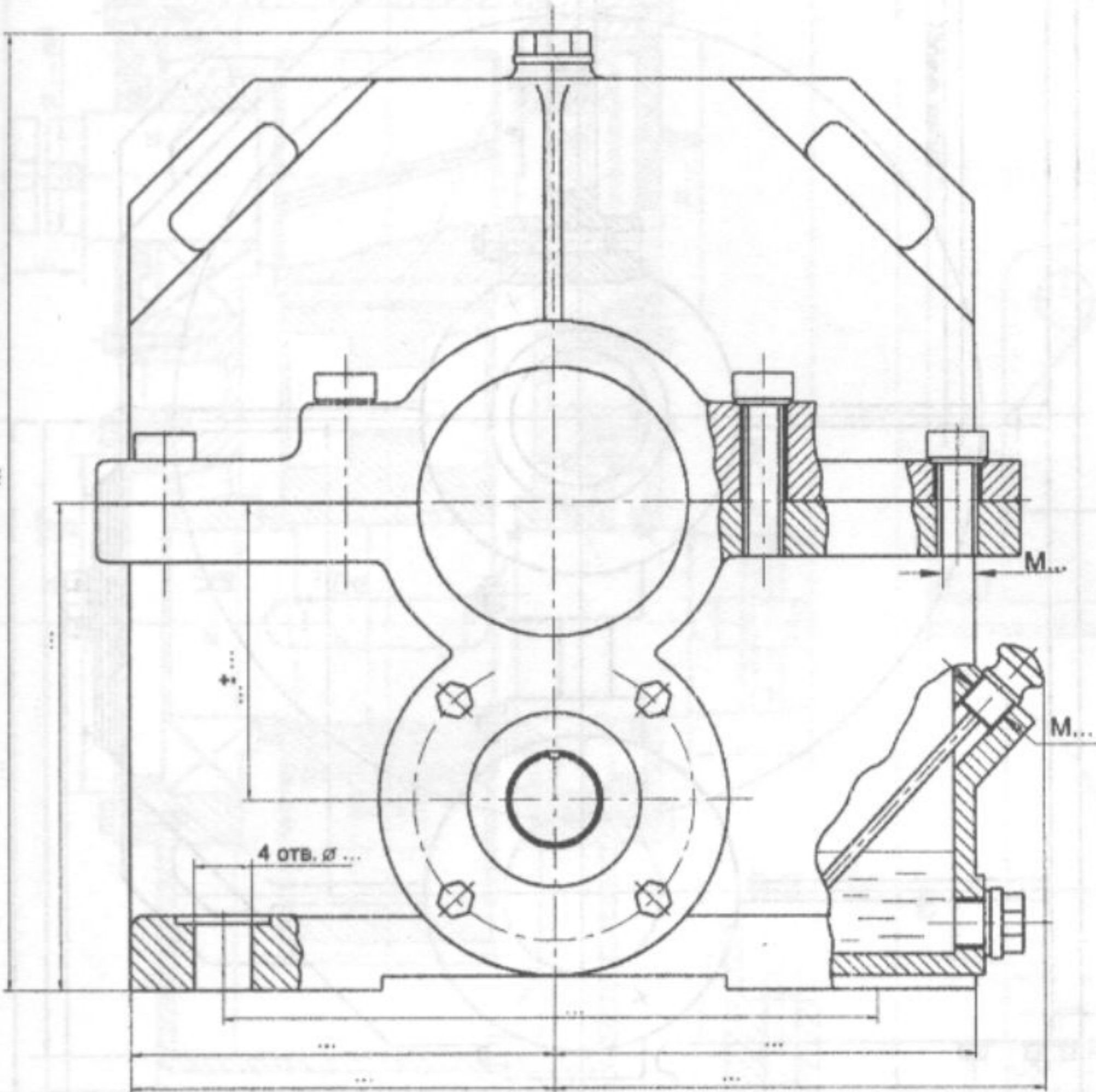
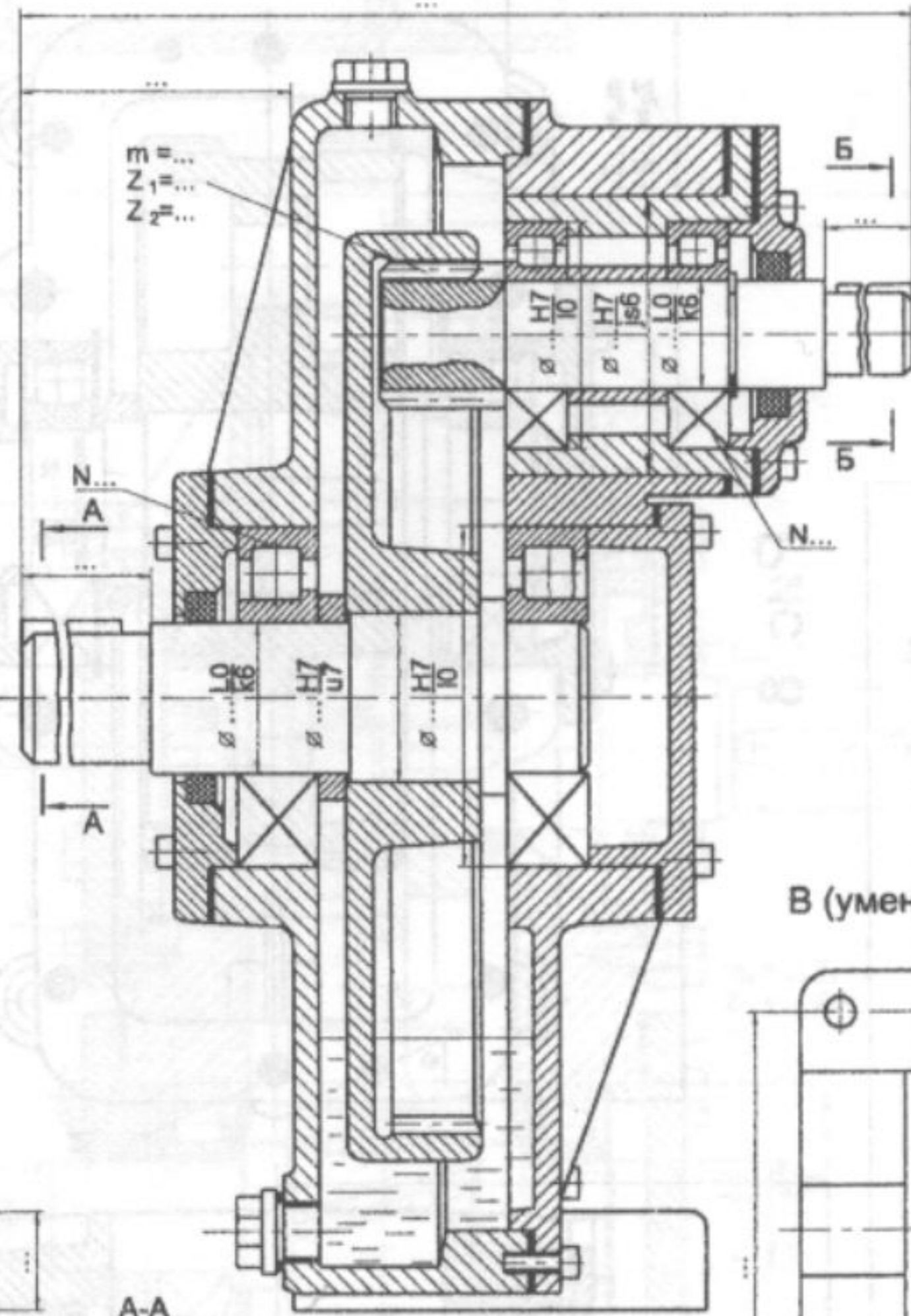
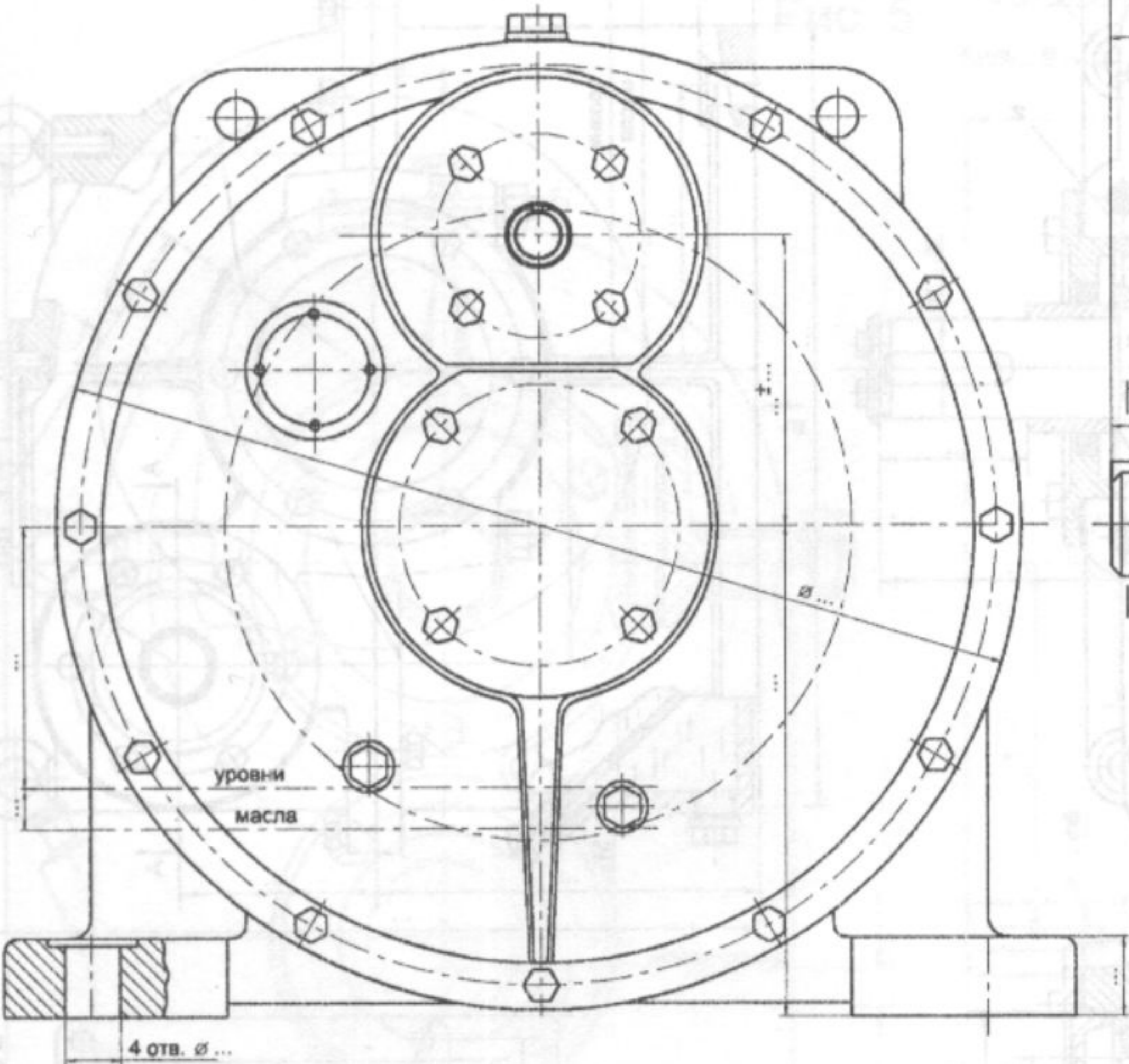


Рис. 9



В (уменьшено)

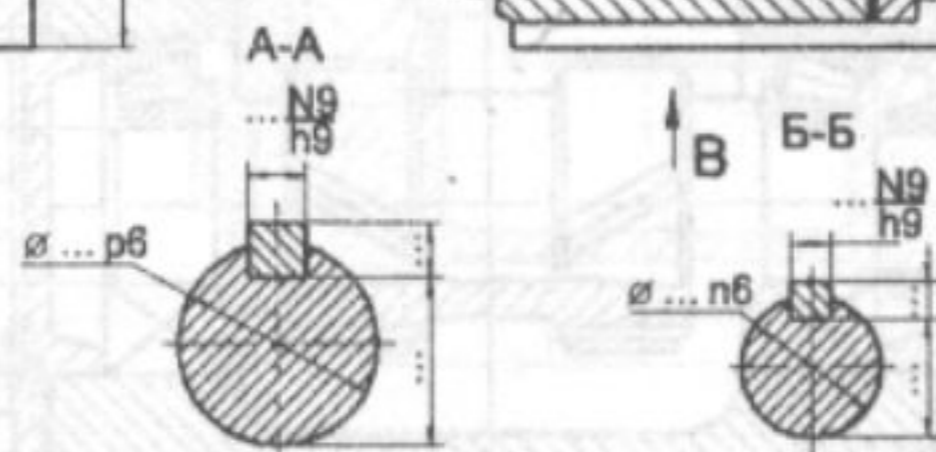


Рис. 10

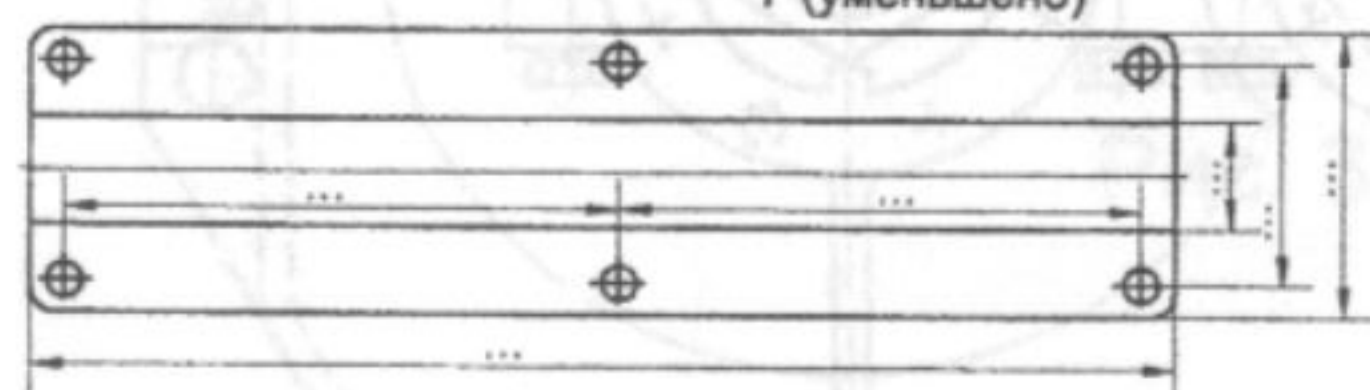
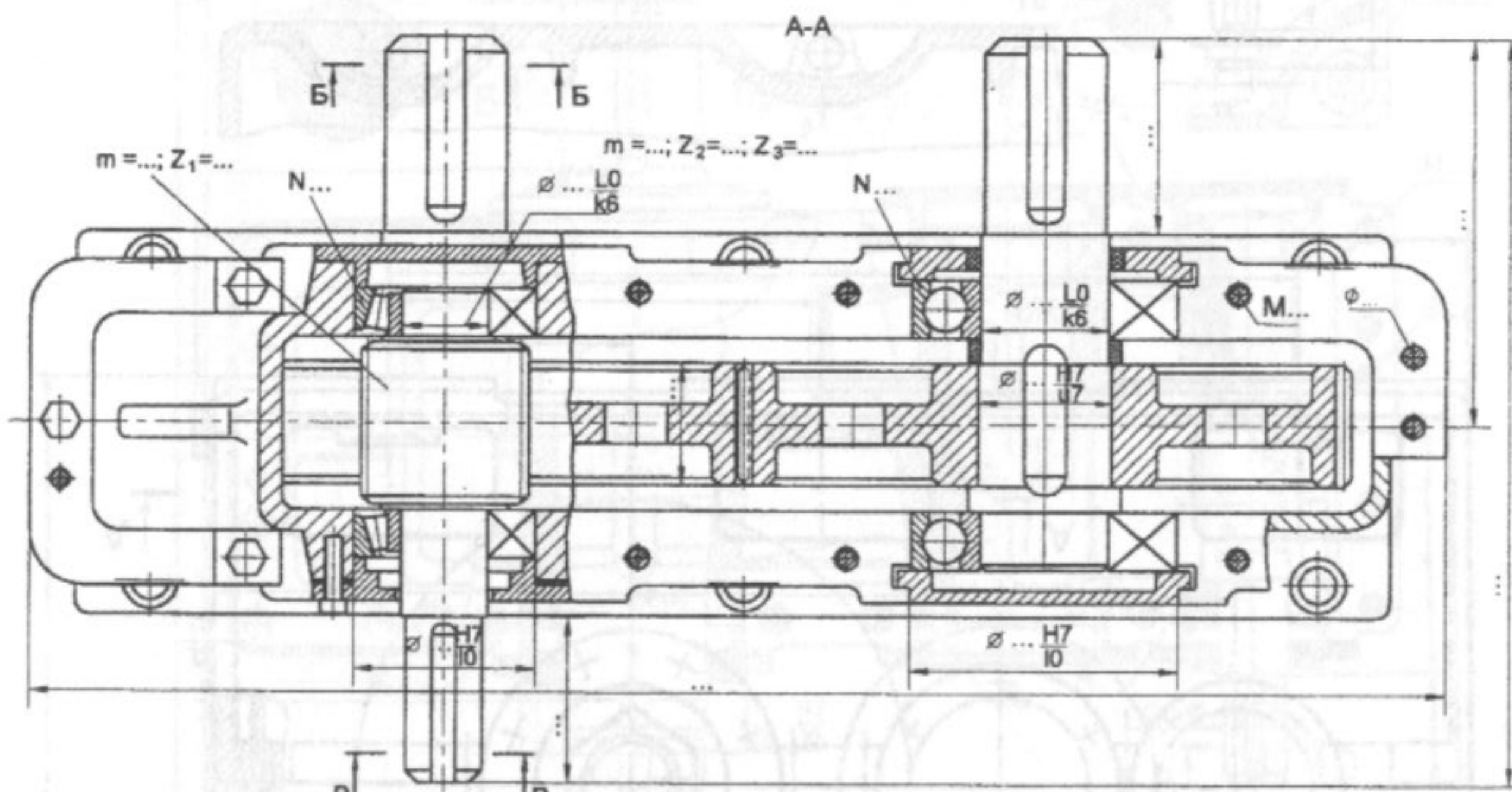
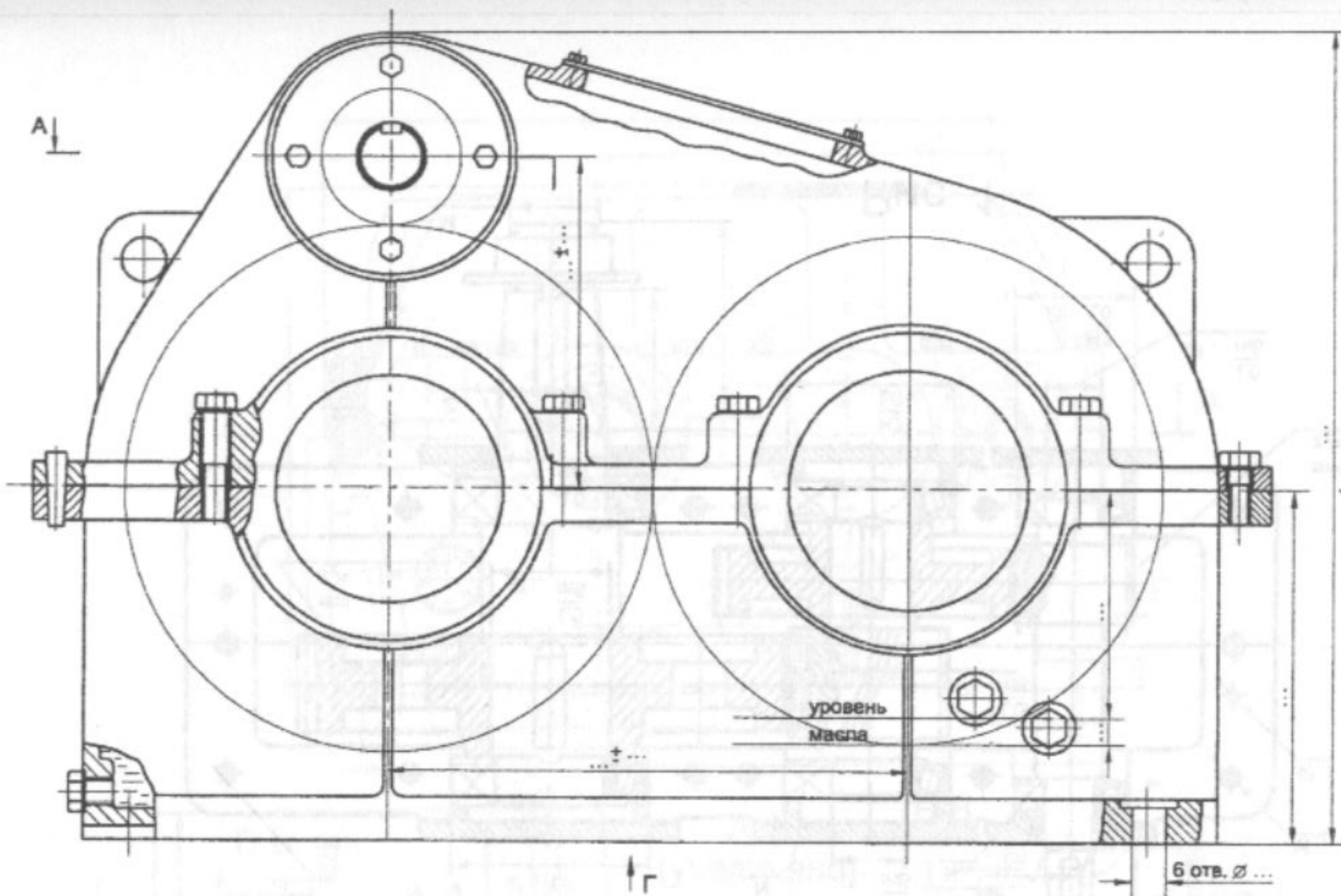


Рис. 11

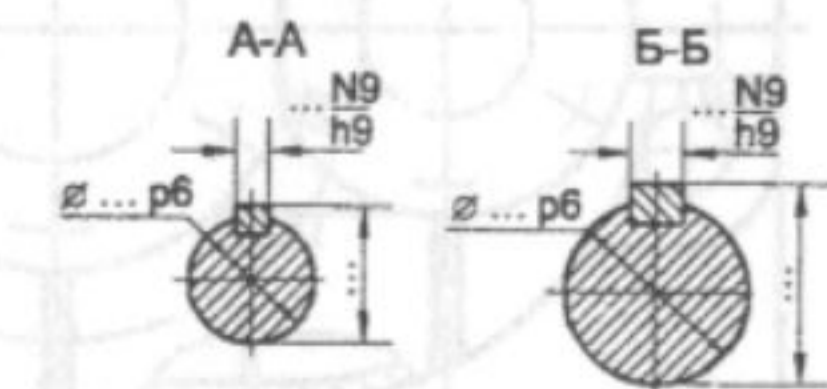
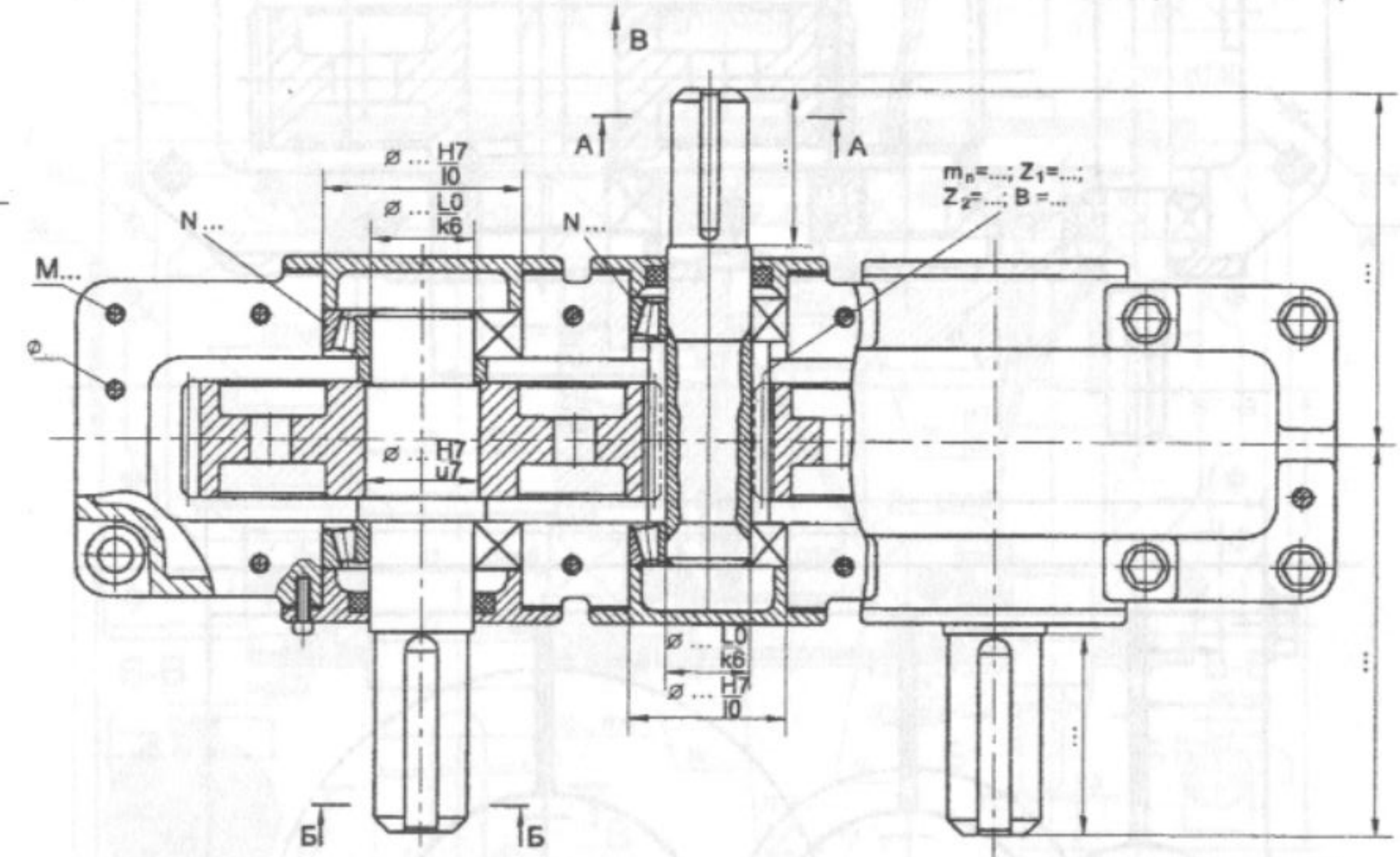
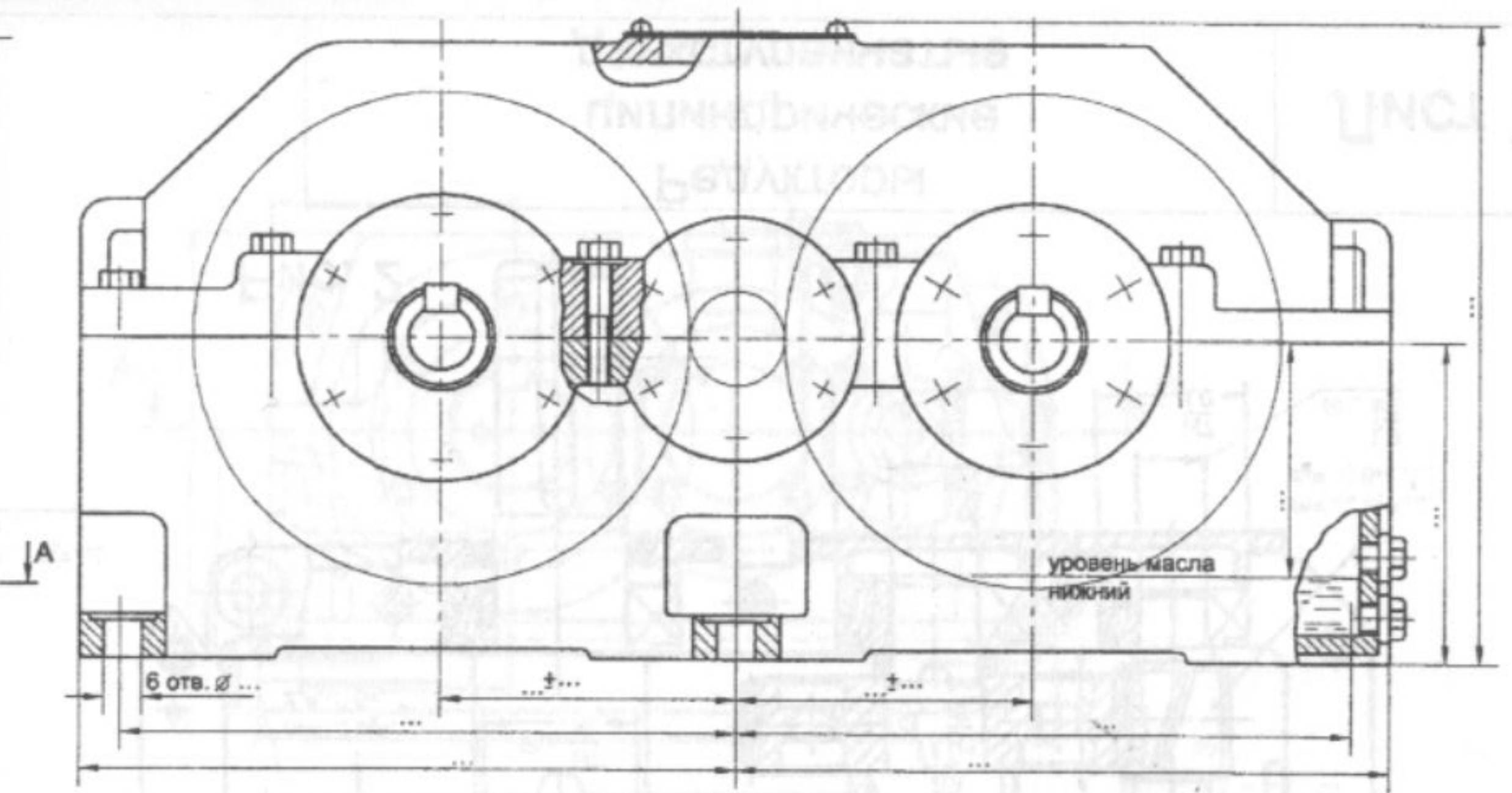
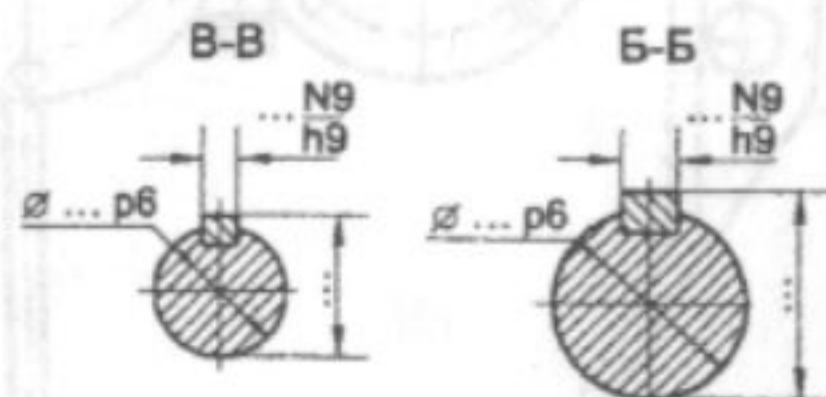
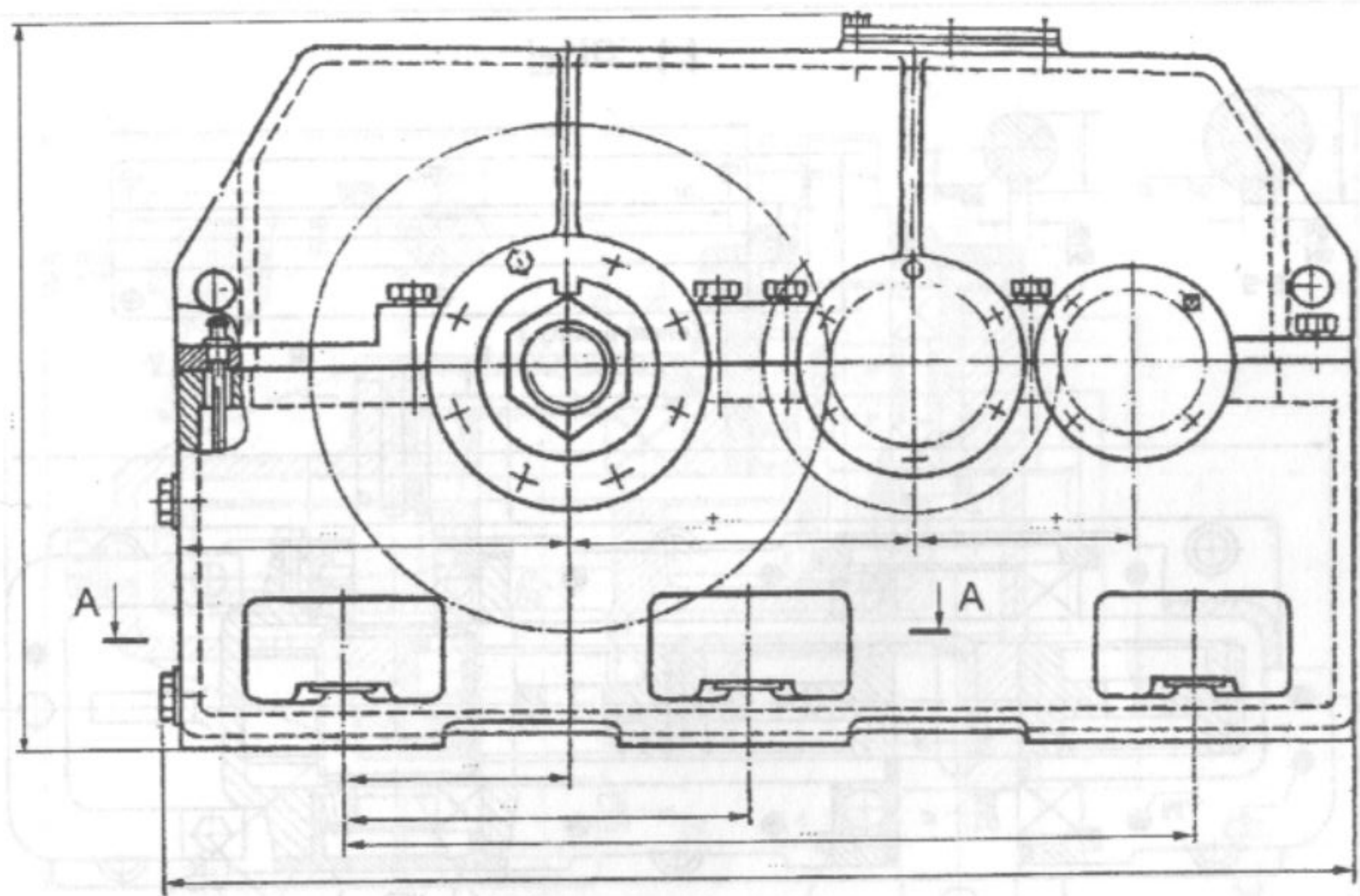


Рис. 12

Редукторы цилиндрические
одноступенчатые

Лист 6



A-A

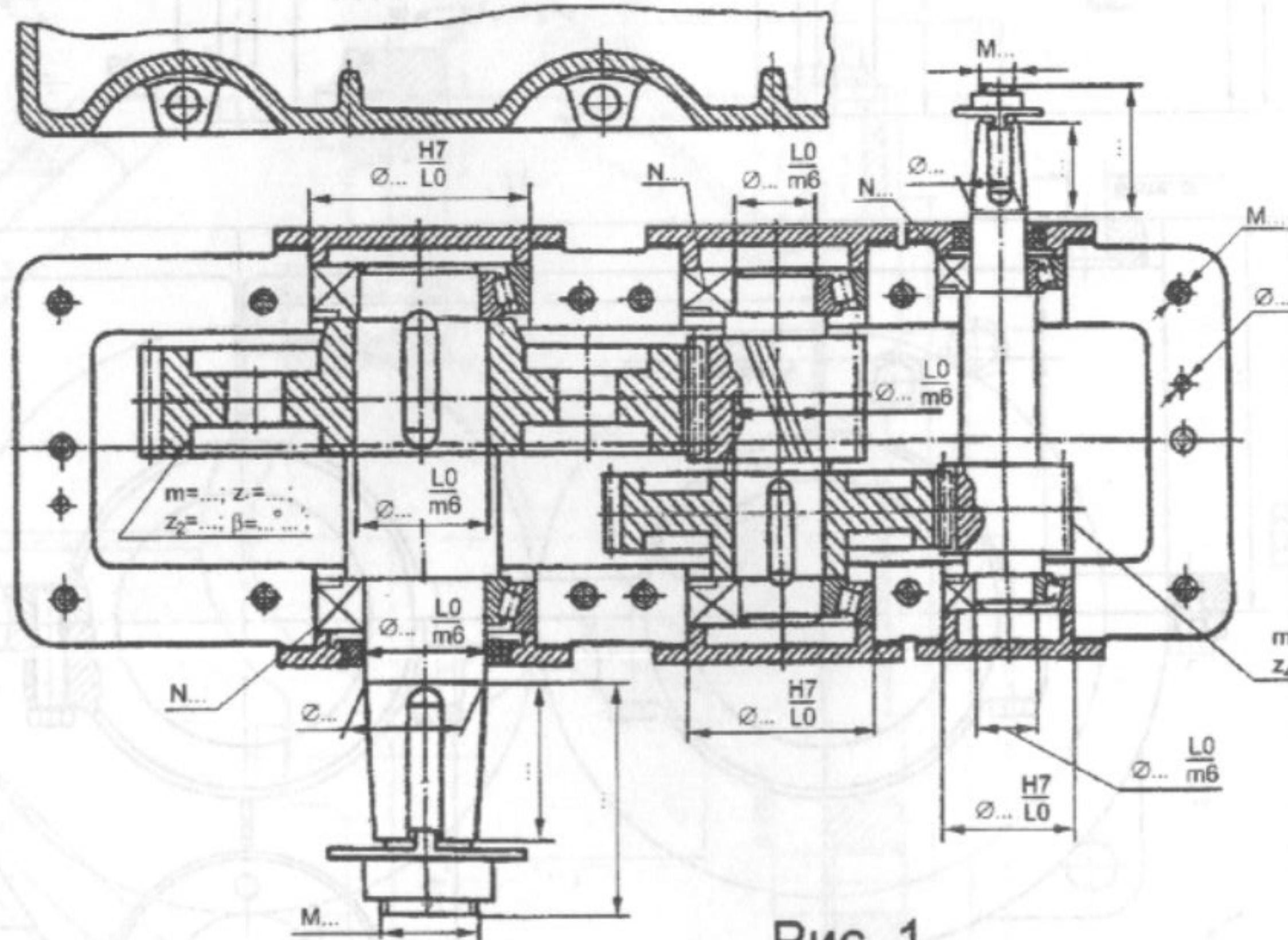


Рис. 1

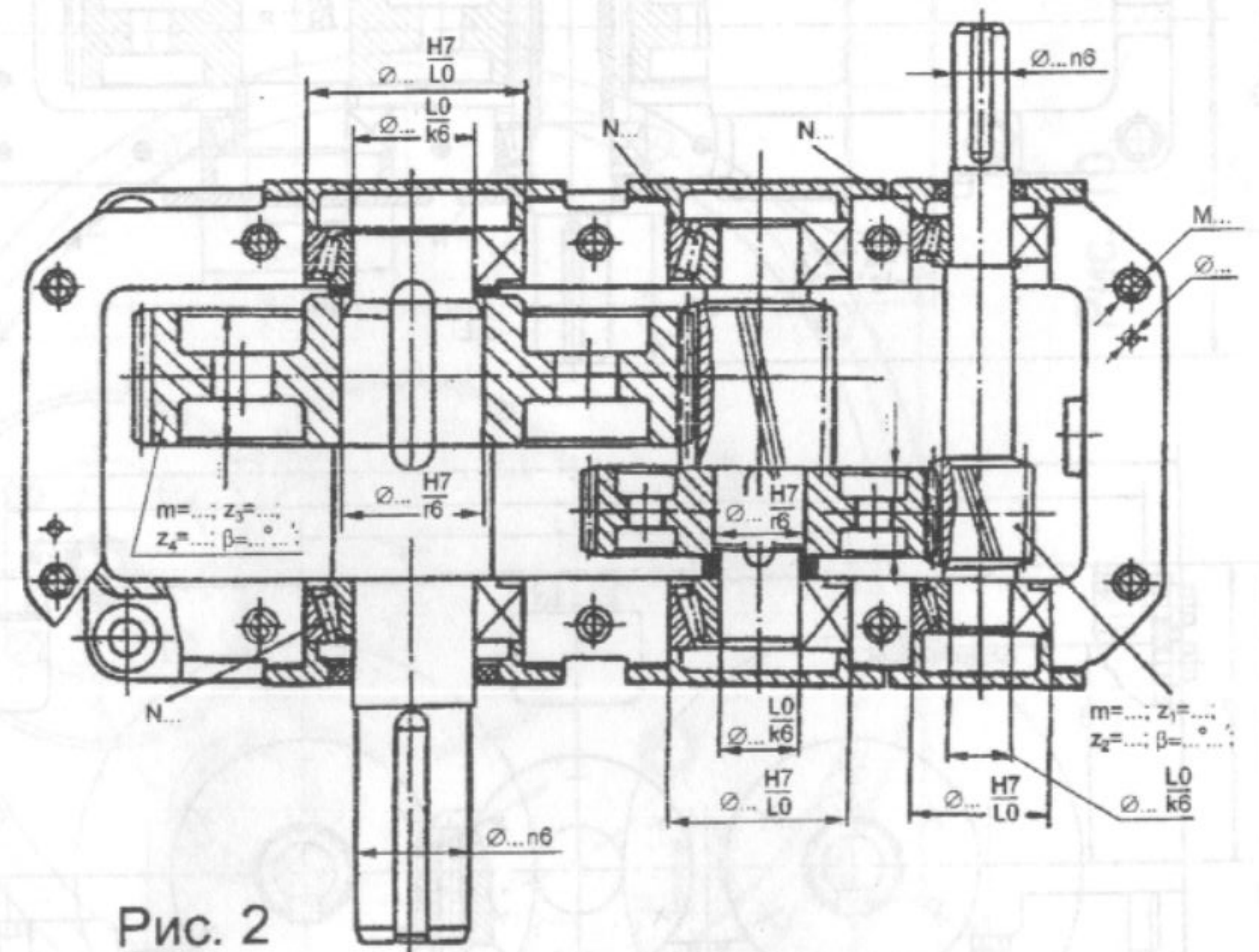
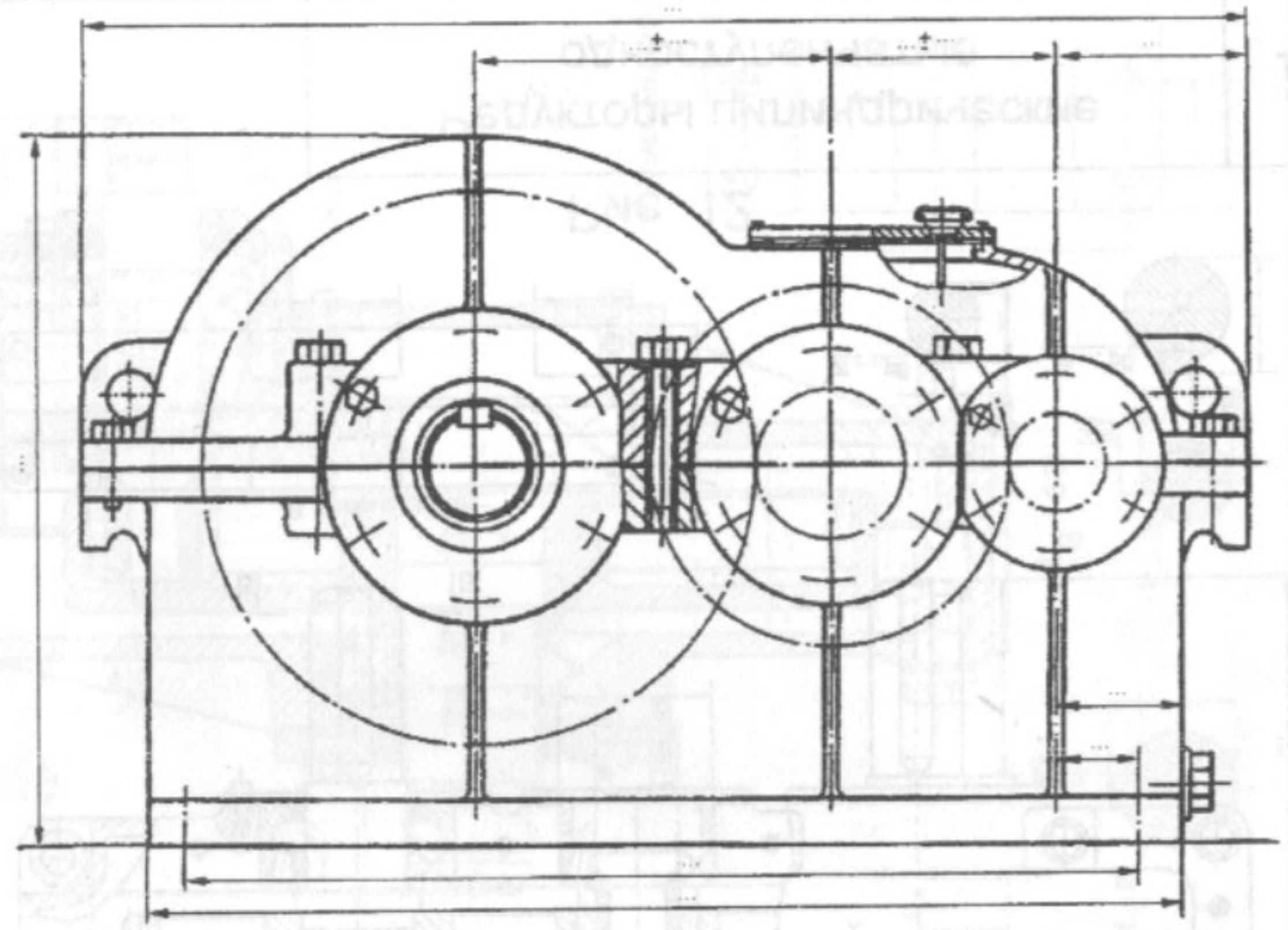


Рис. 2

Редукторы
цилиндрические
двухступенчатые

Лист 7

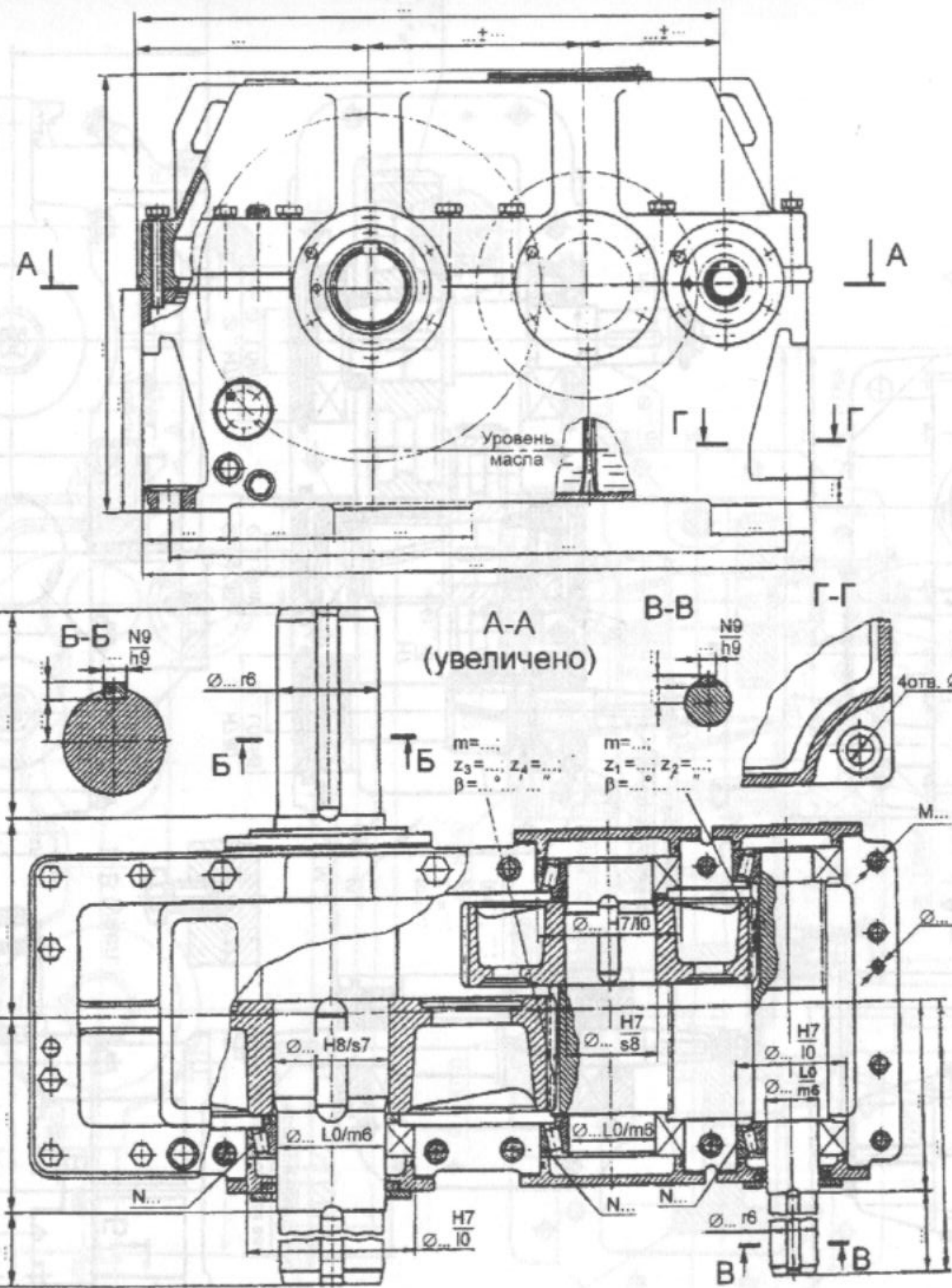


Рис. 3

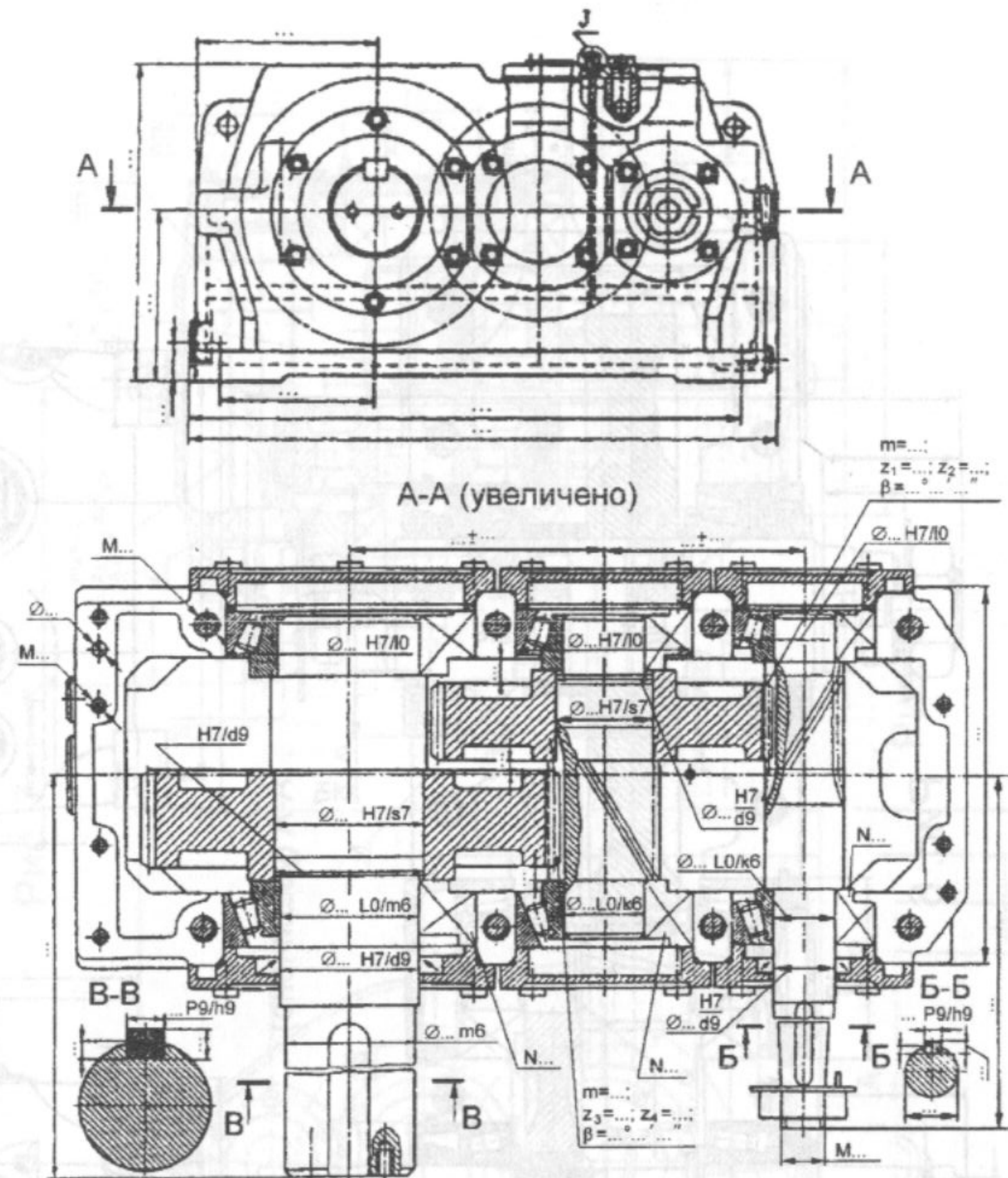


Рис. 4

Редукторы
цилиндрические
двухступенчатые

Лист 8

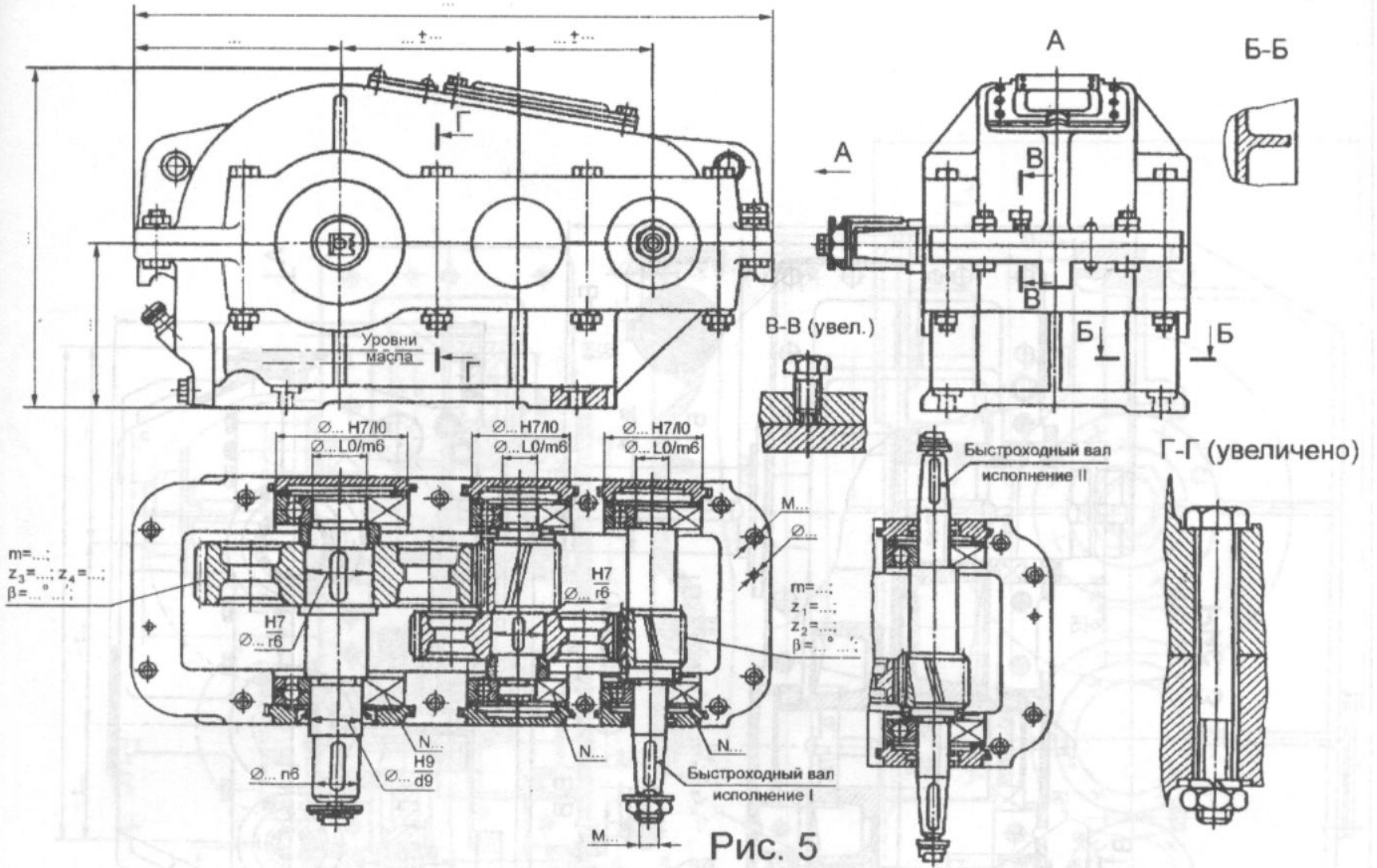


Рис. 5

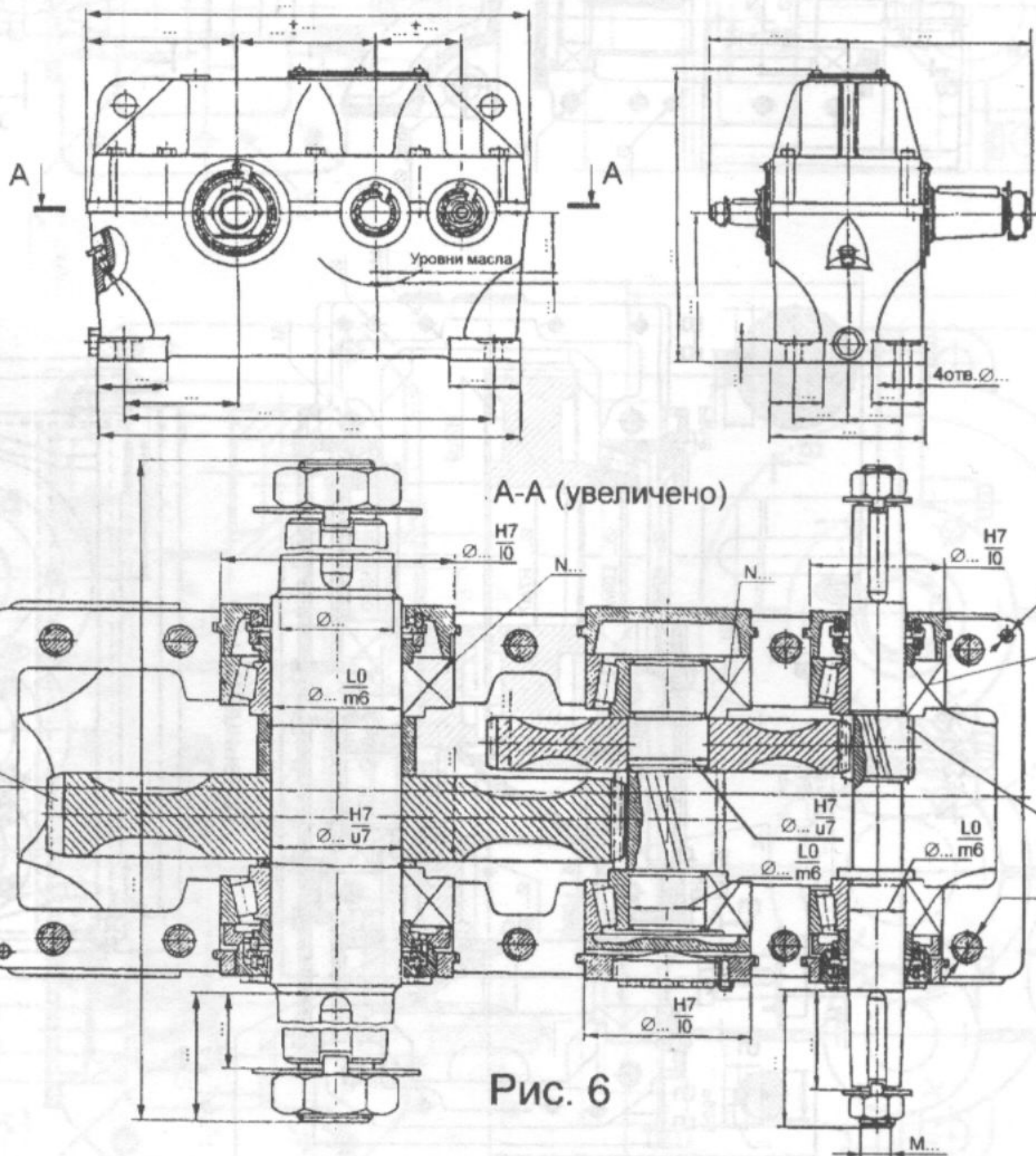


Рис. 6

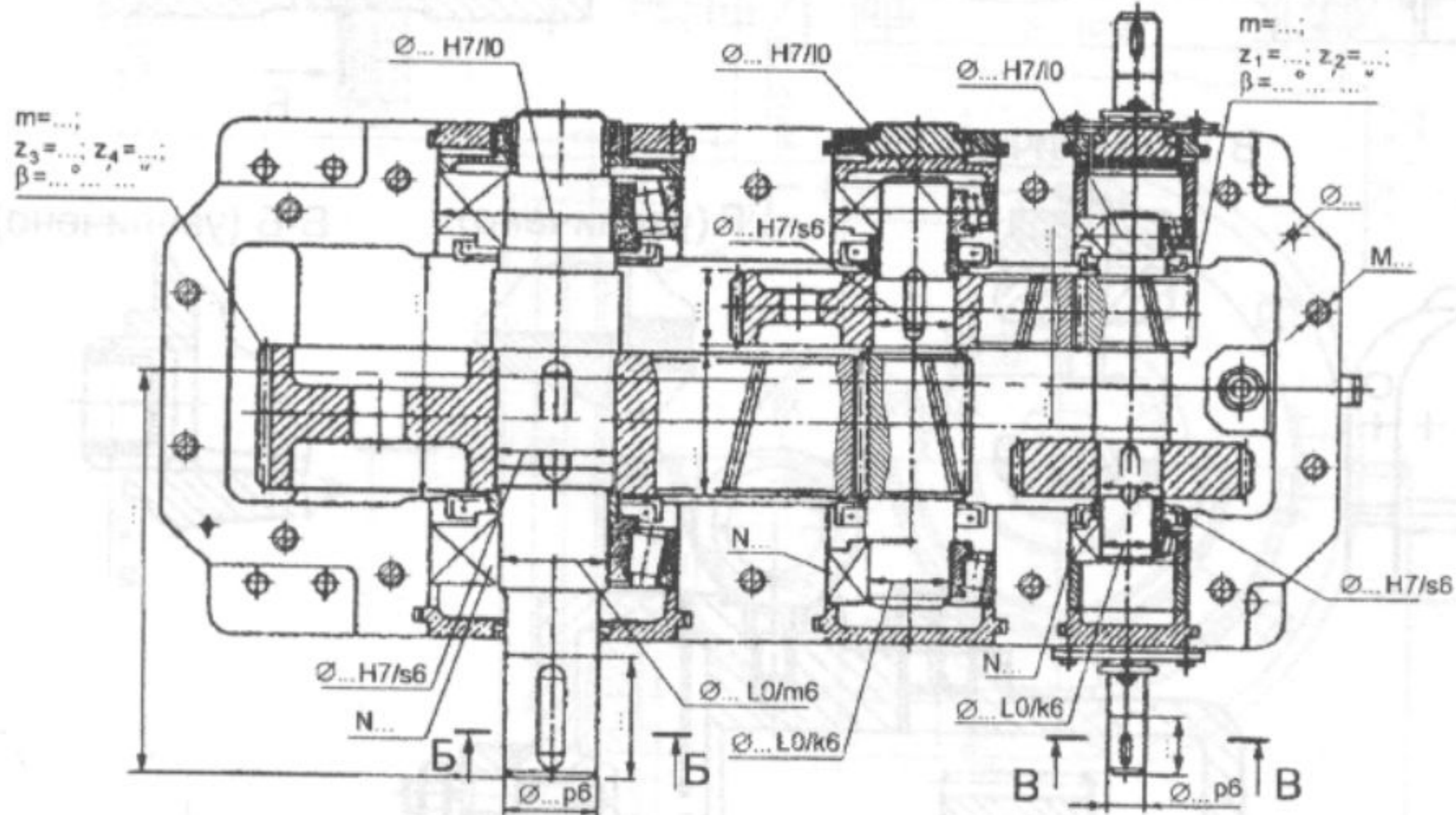
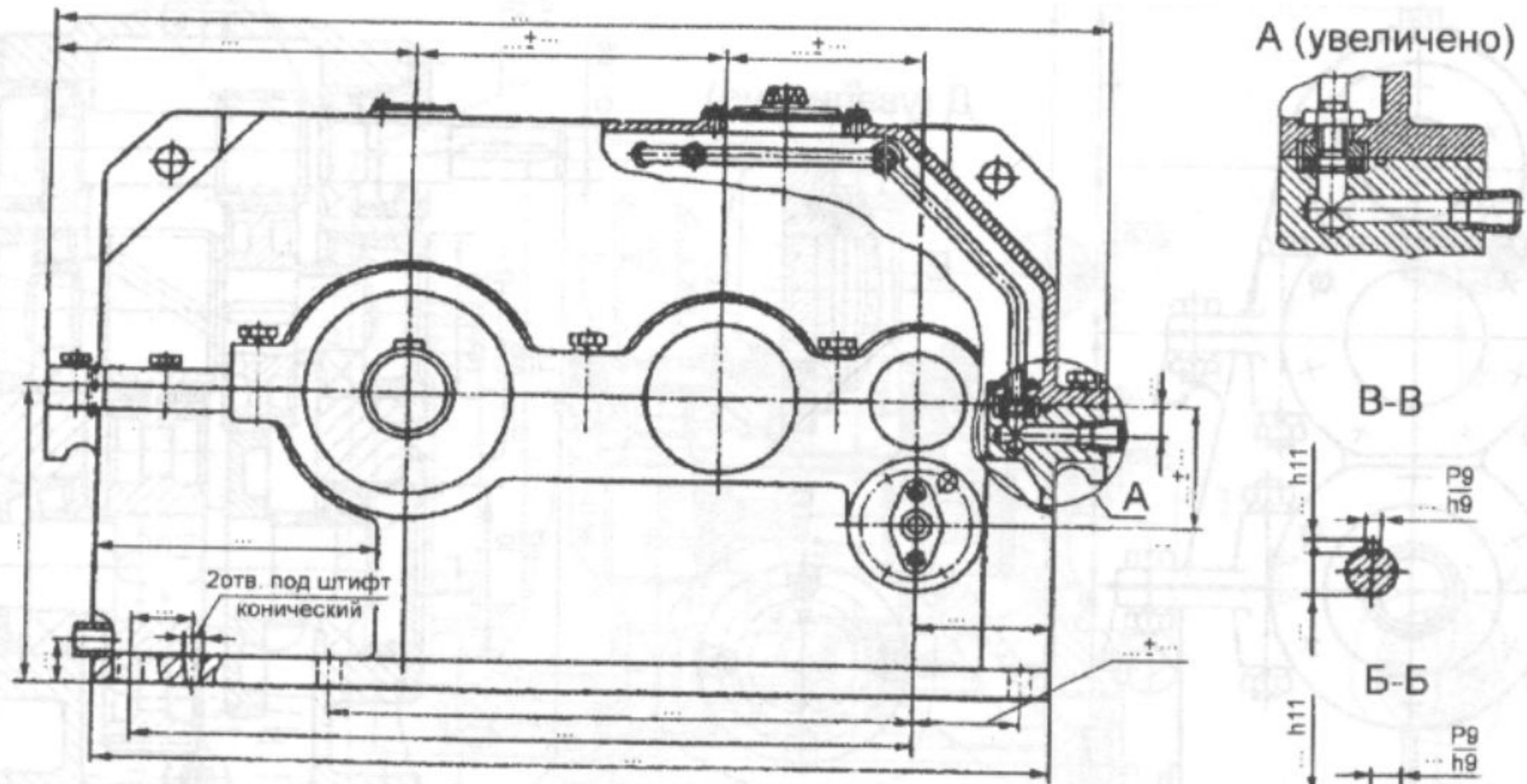


Рис. 7

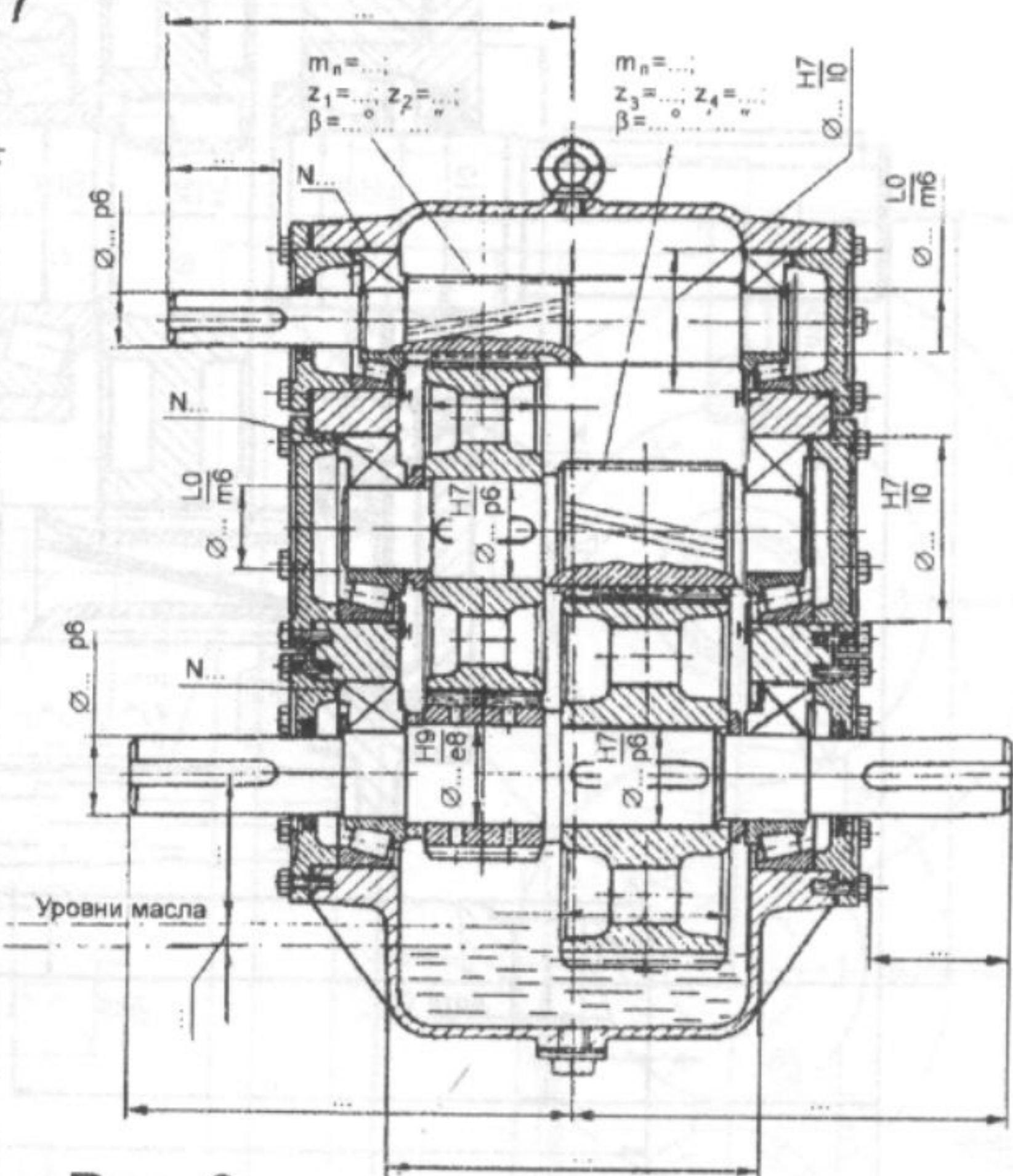
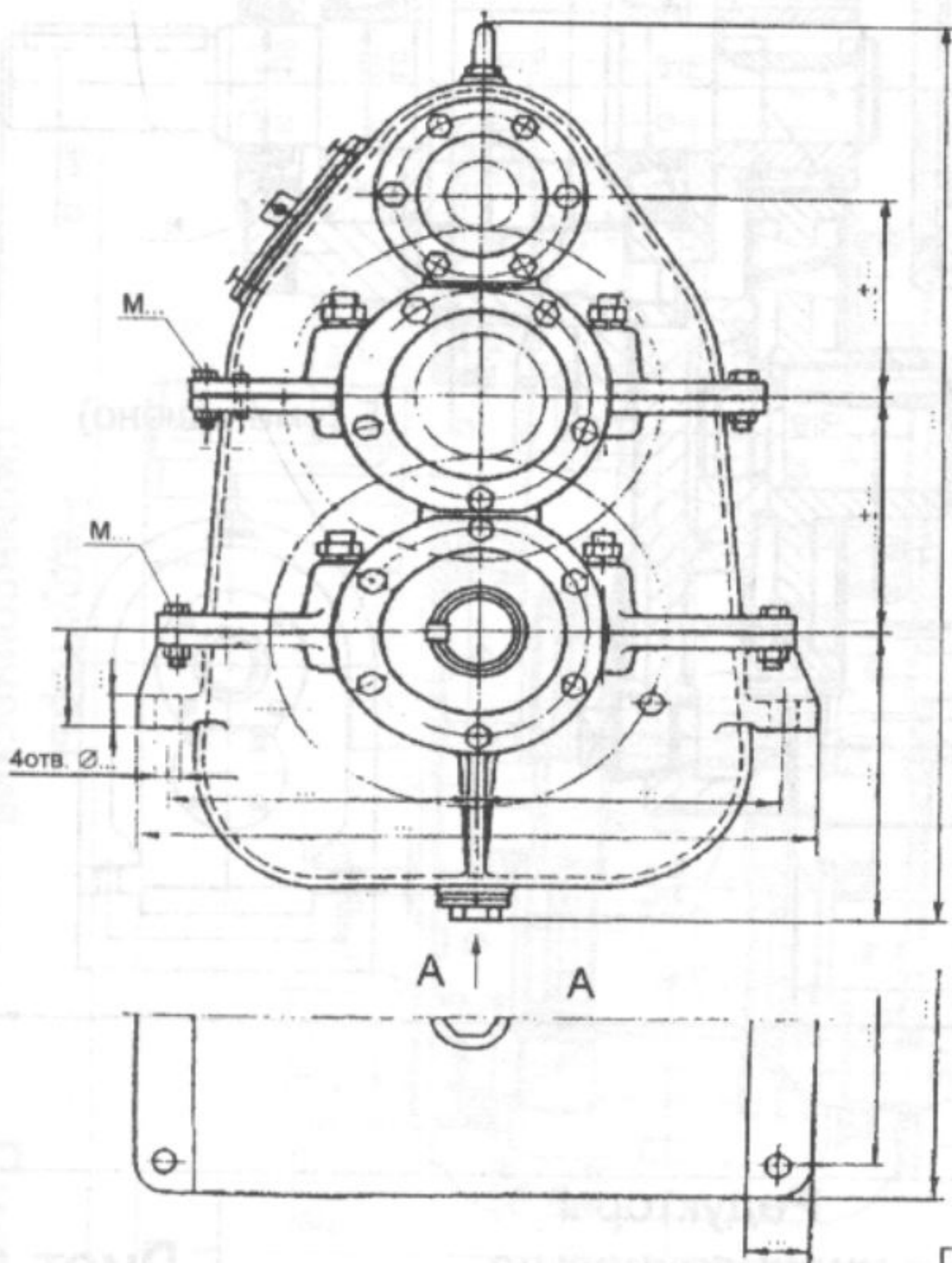


Рис. 8

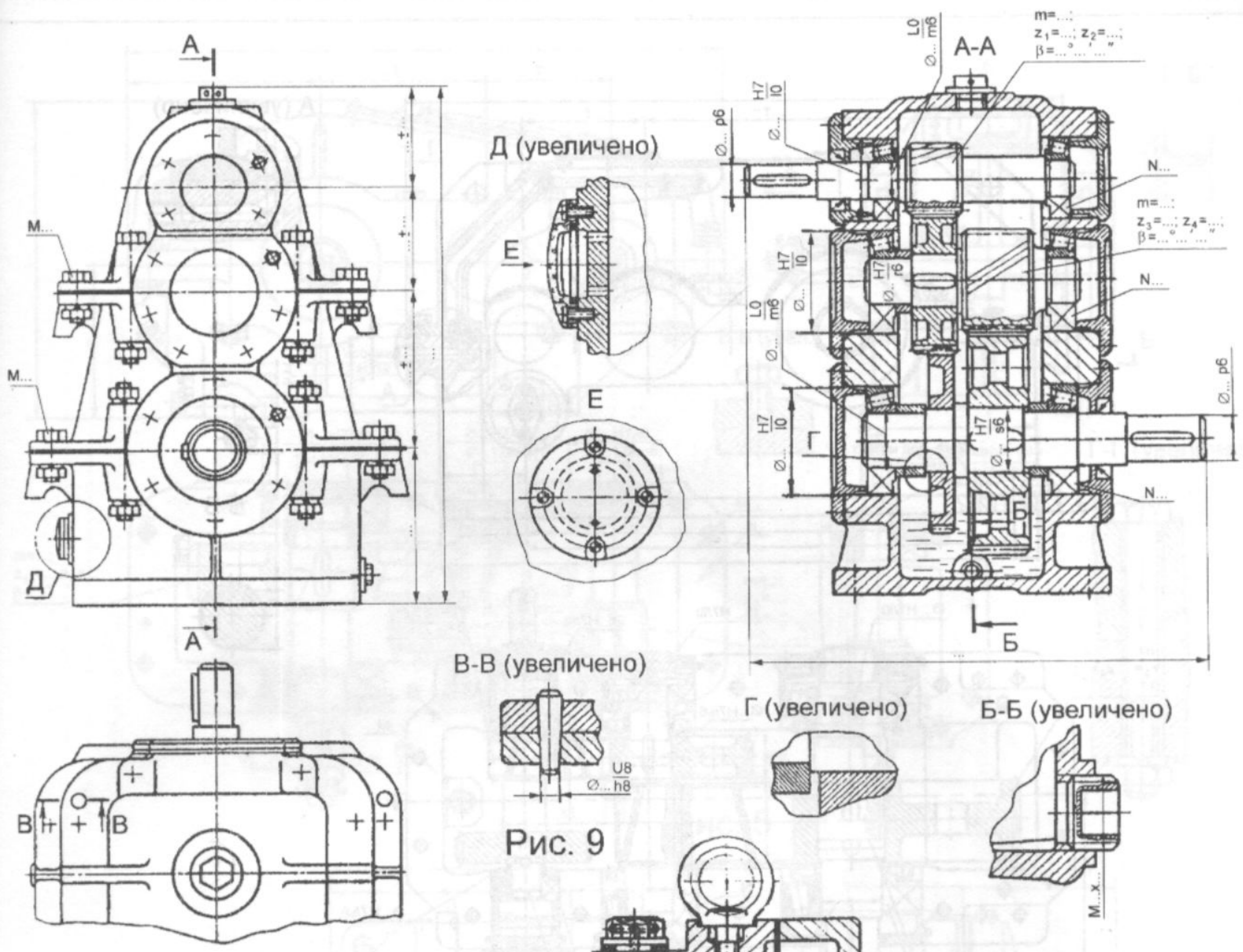


Рис. 9

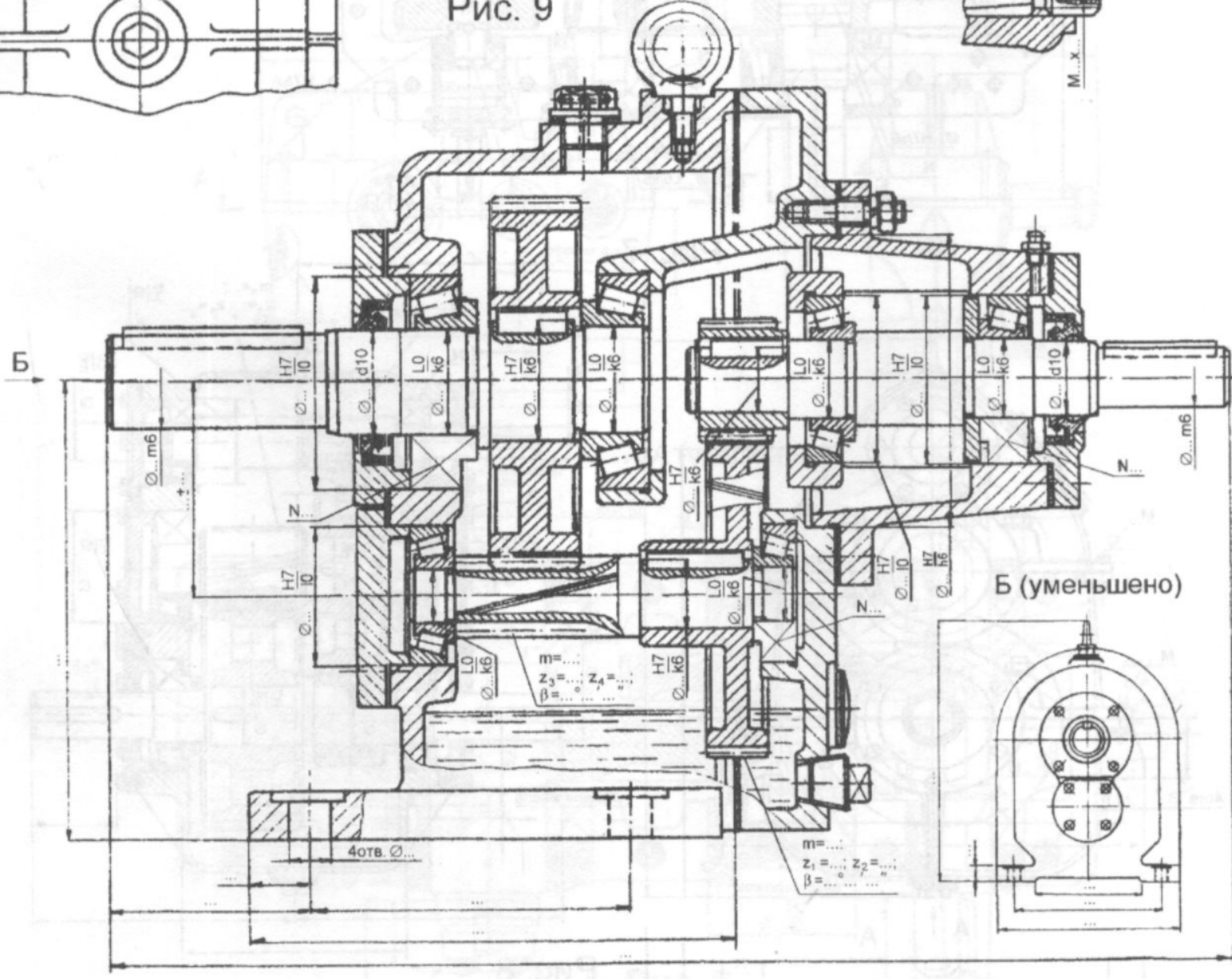


Рис. 10

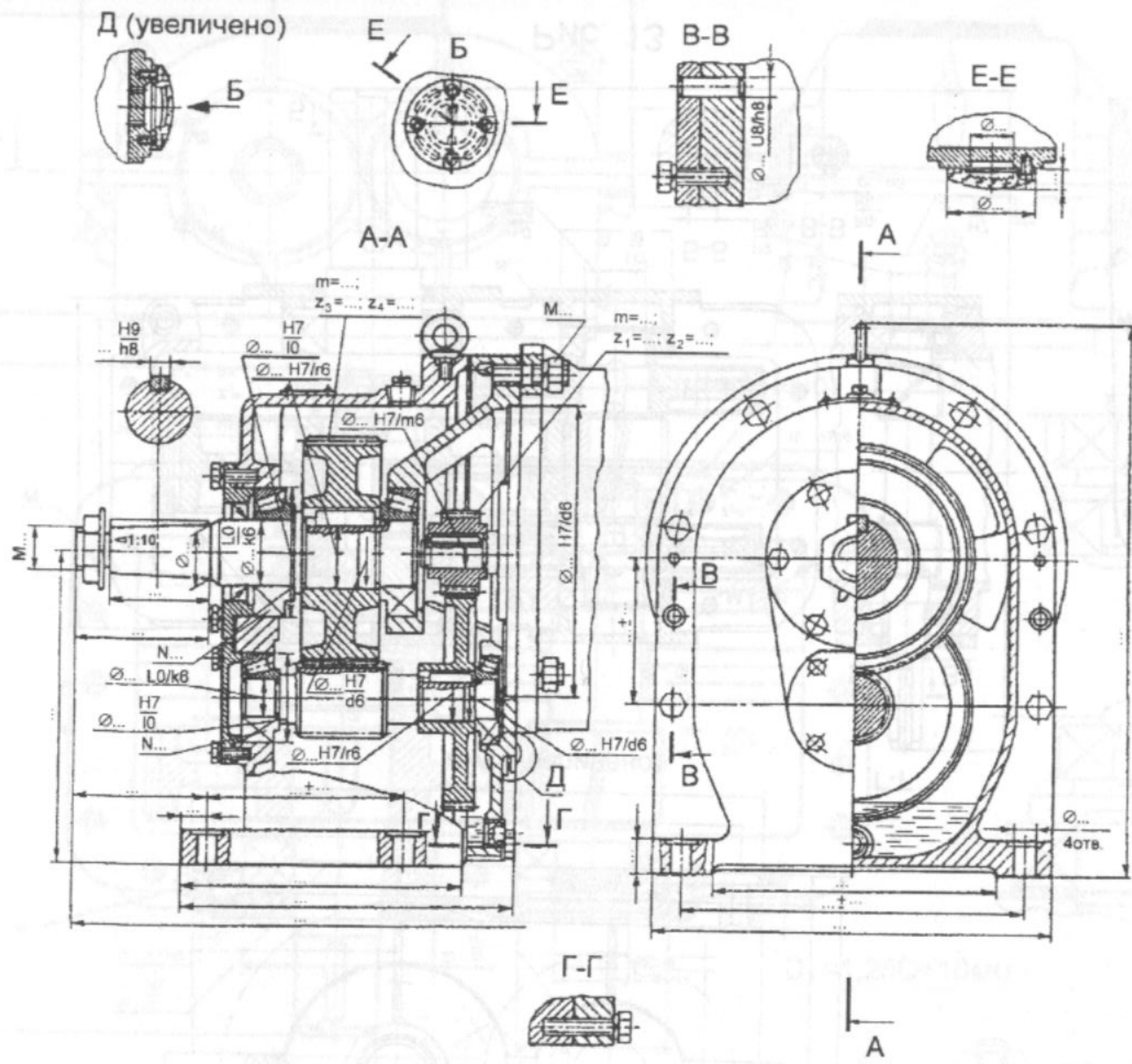


Рис. 11

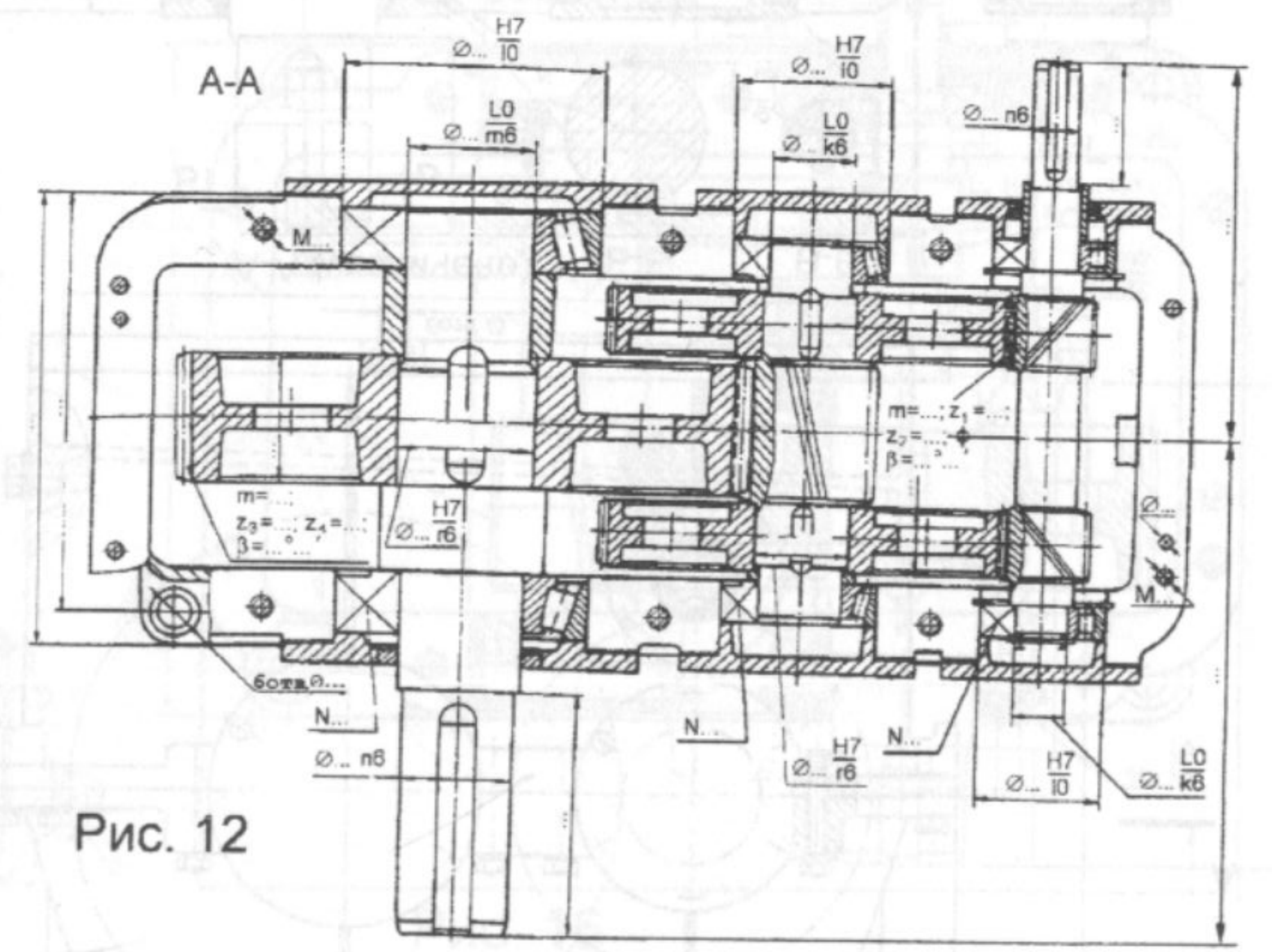
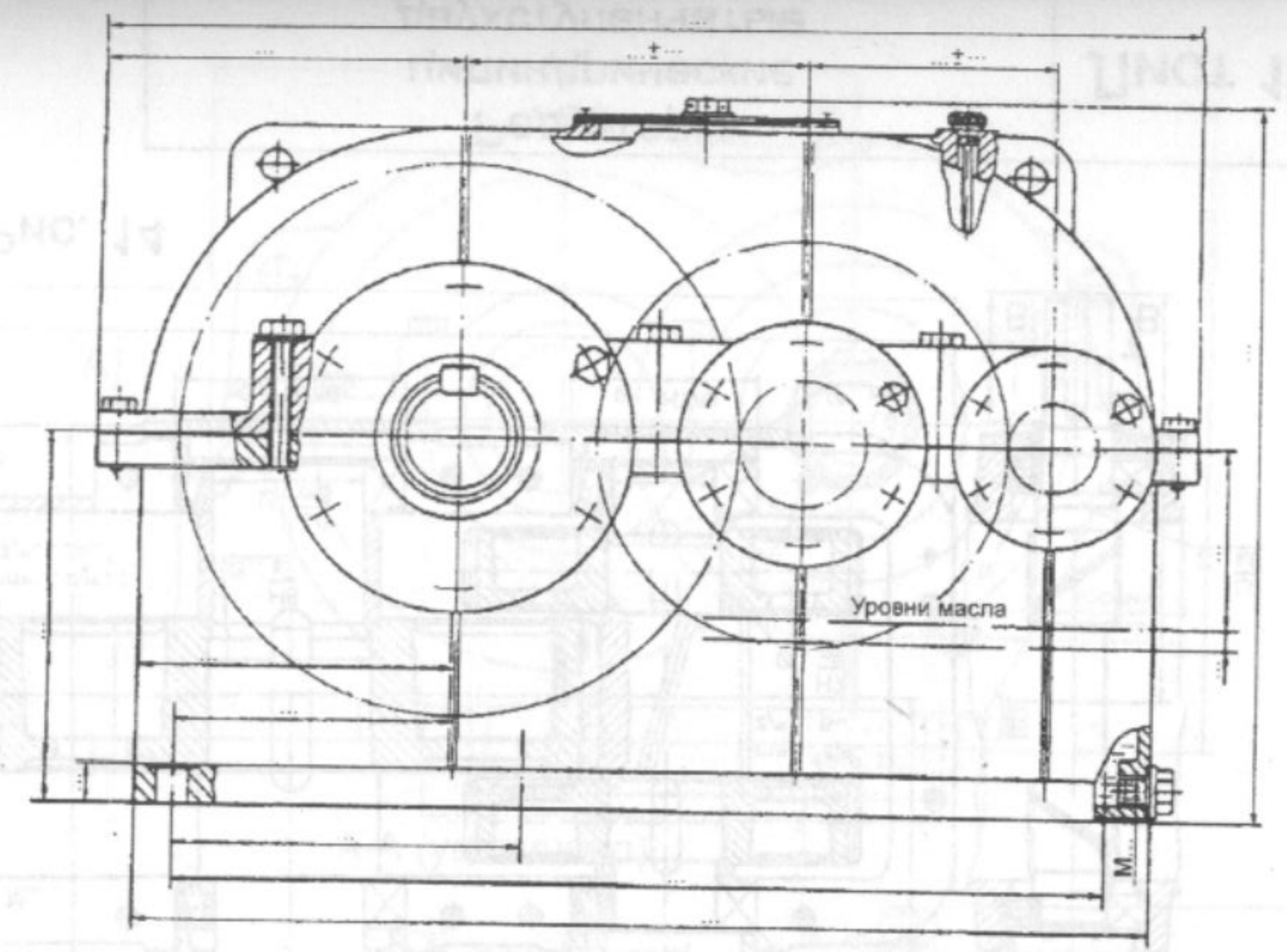


Рис. 12

Редукторы
цилиндрические
двухступенчатые

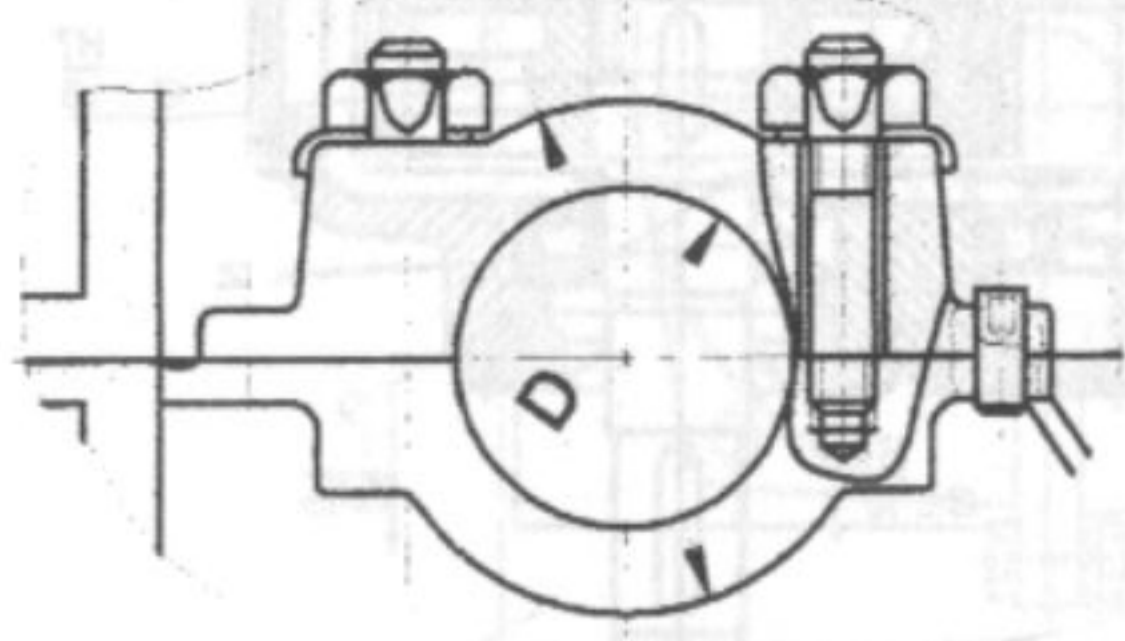
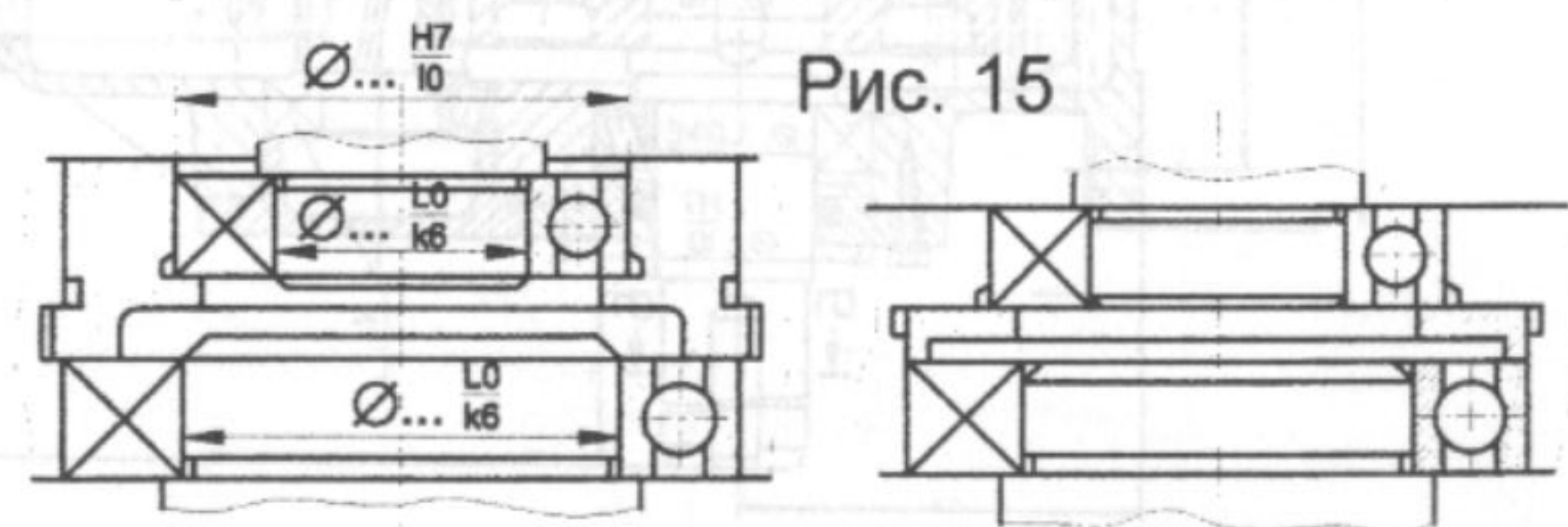
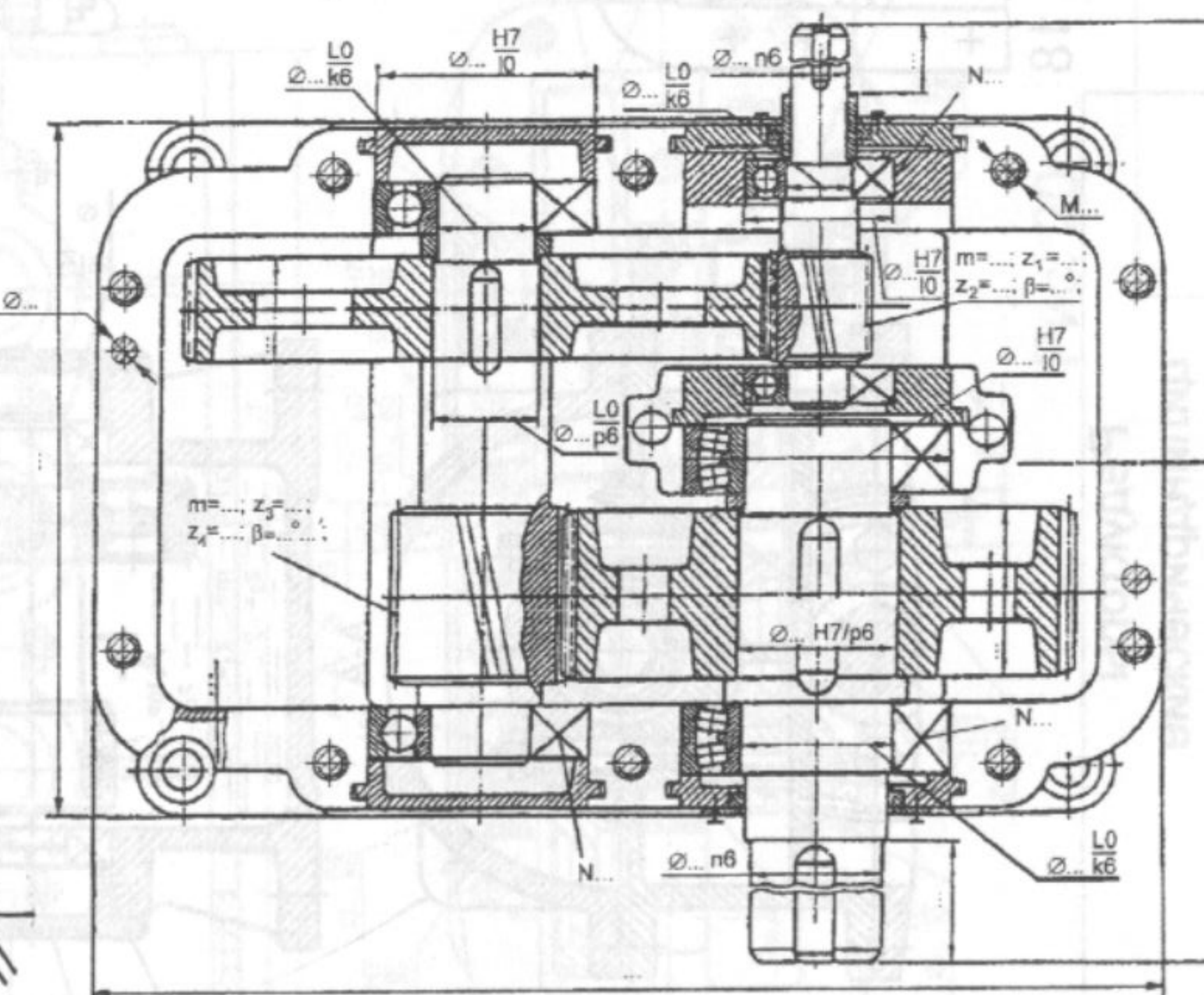
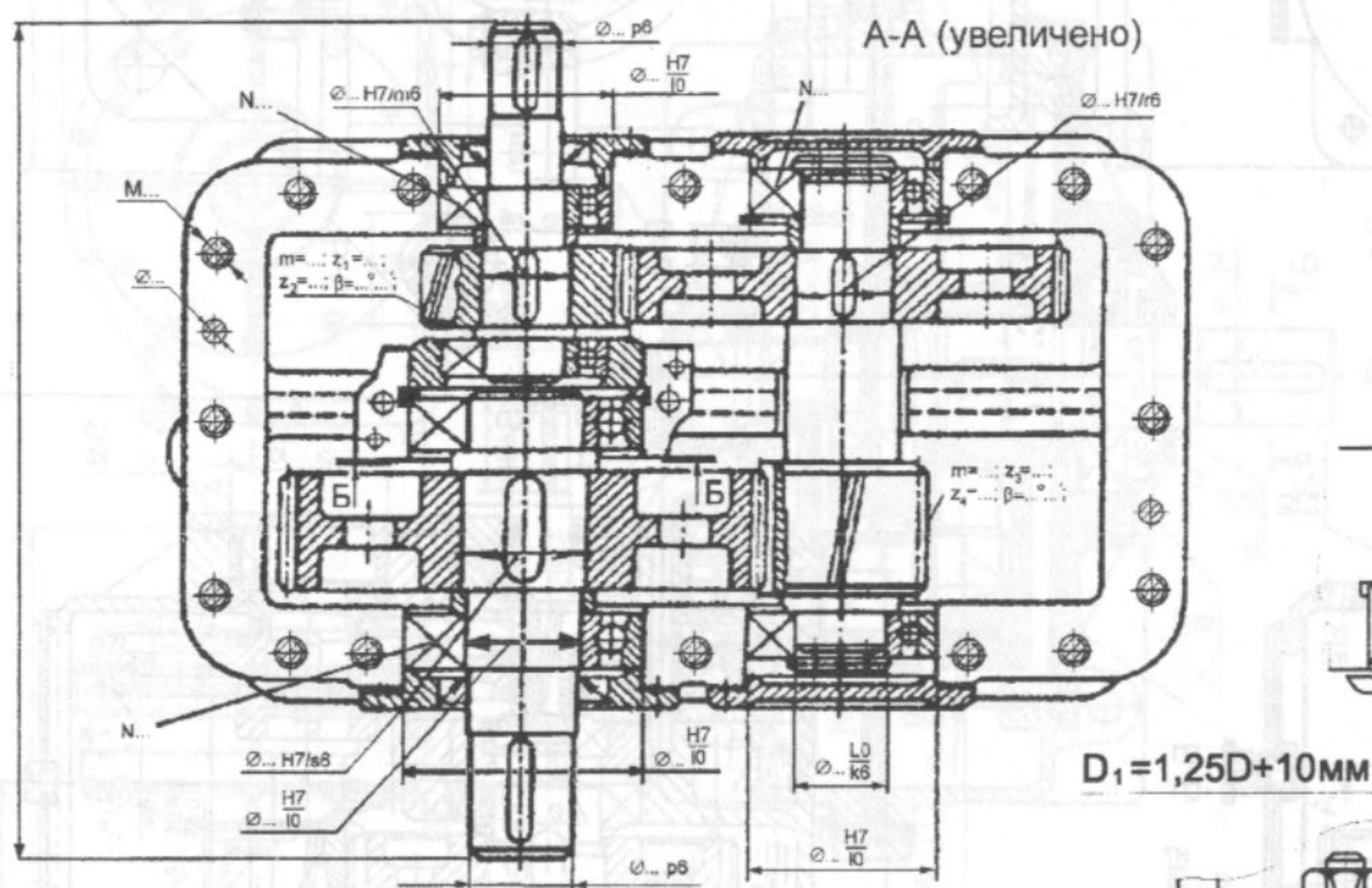
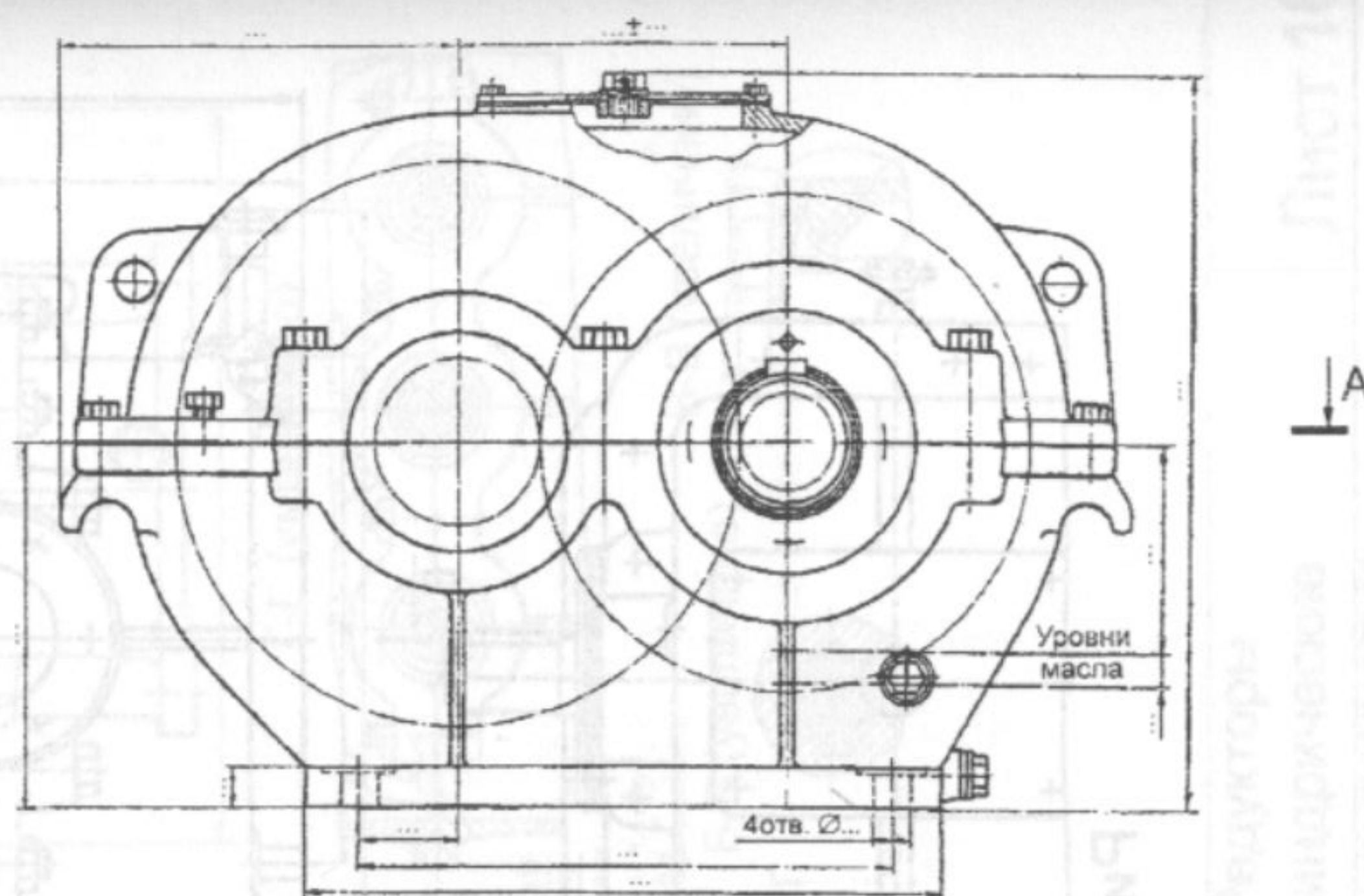
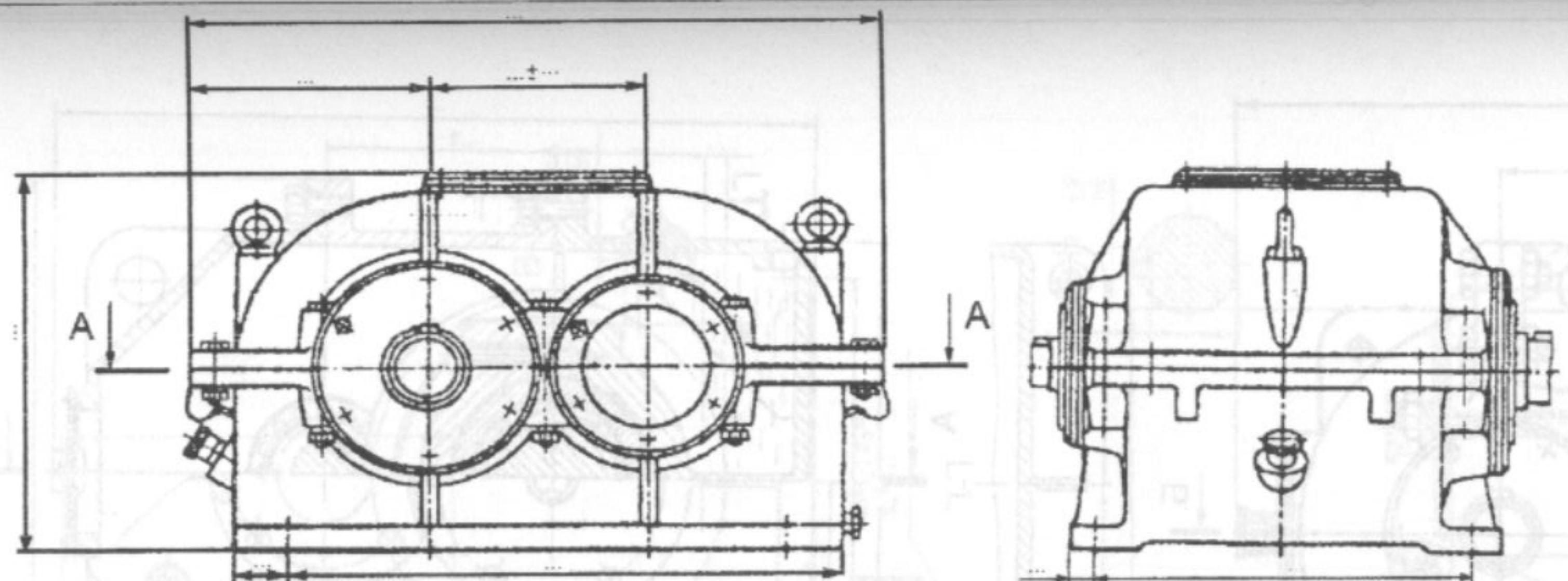


Рис. 15

Рис. 16

Варианты исполнения промежуточной опоры и ее корпуса

Редукторы
цилиндрические
двухступенчатые

Лист 14

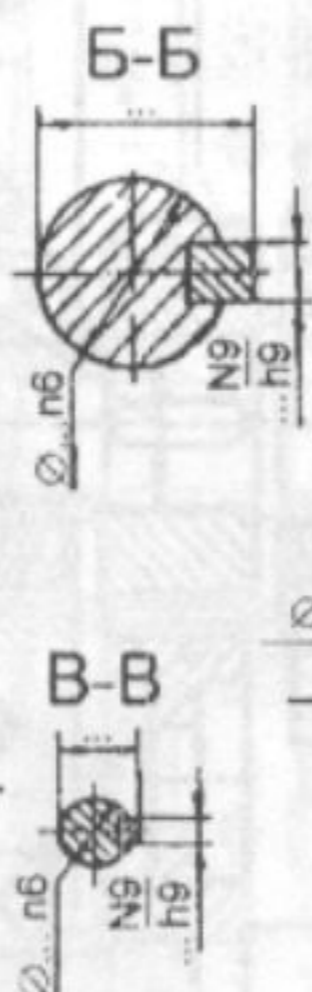
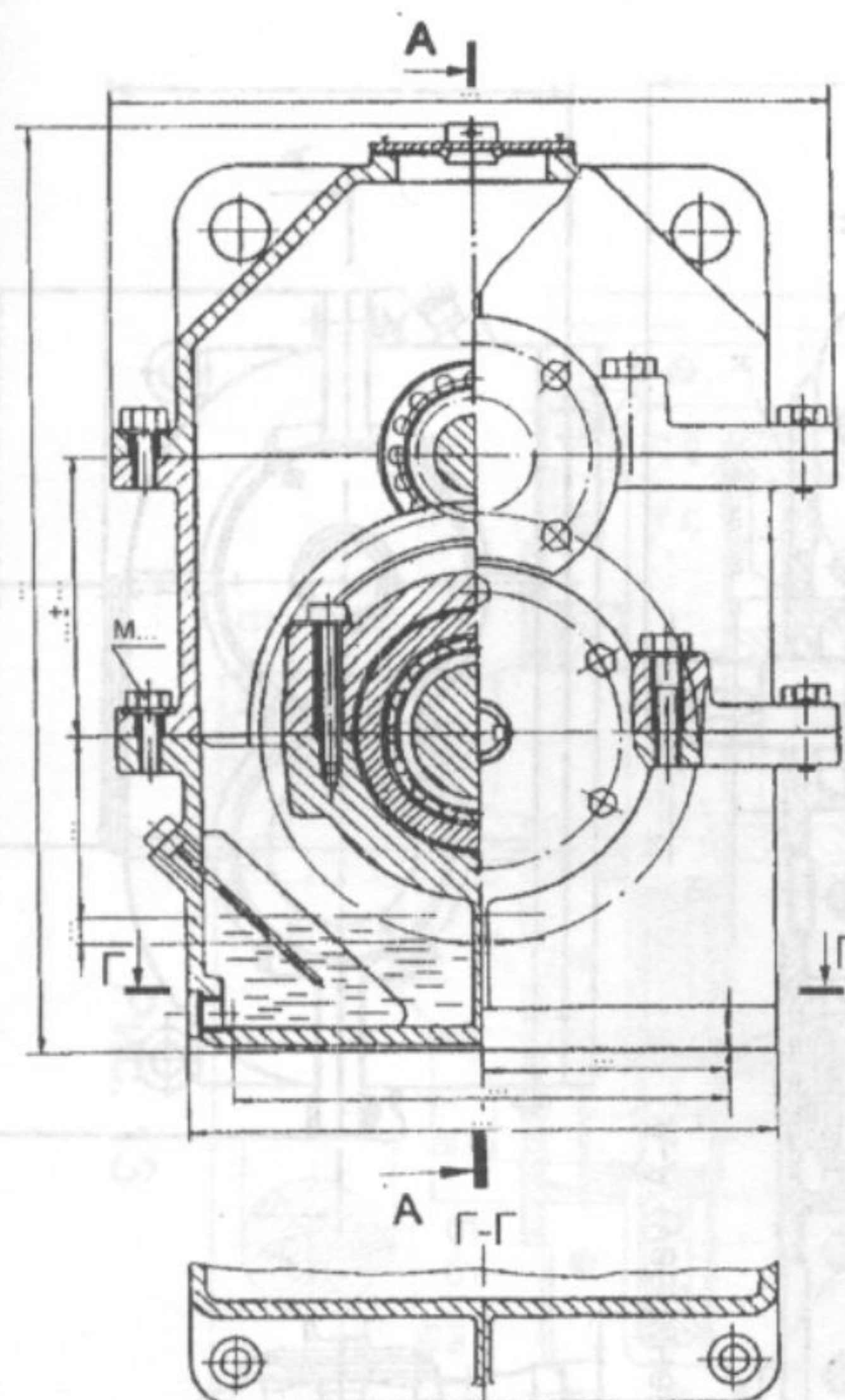


Рис. 17

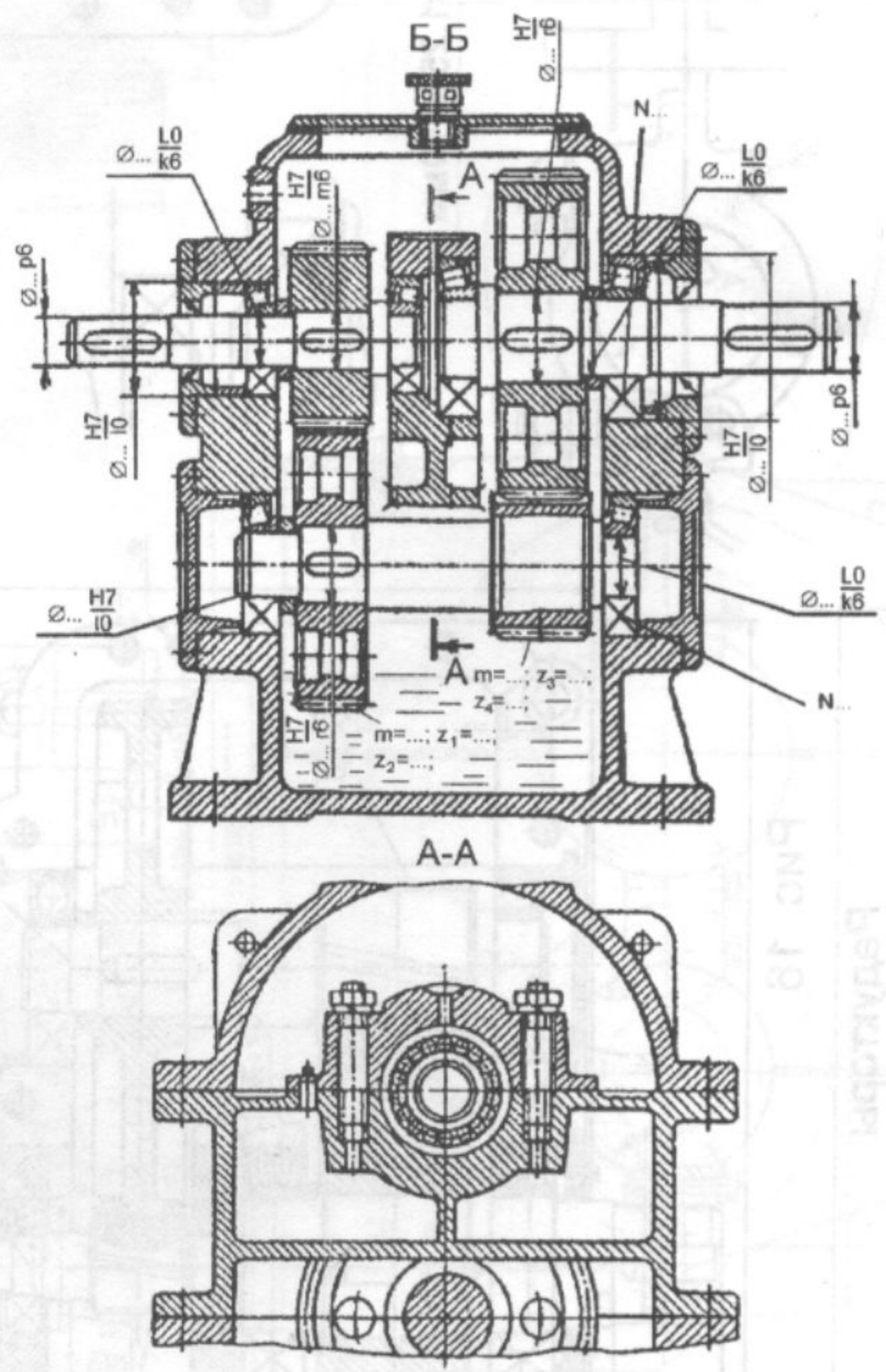
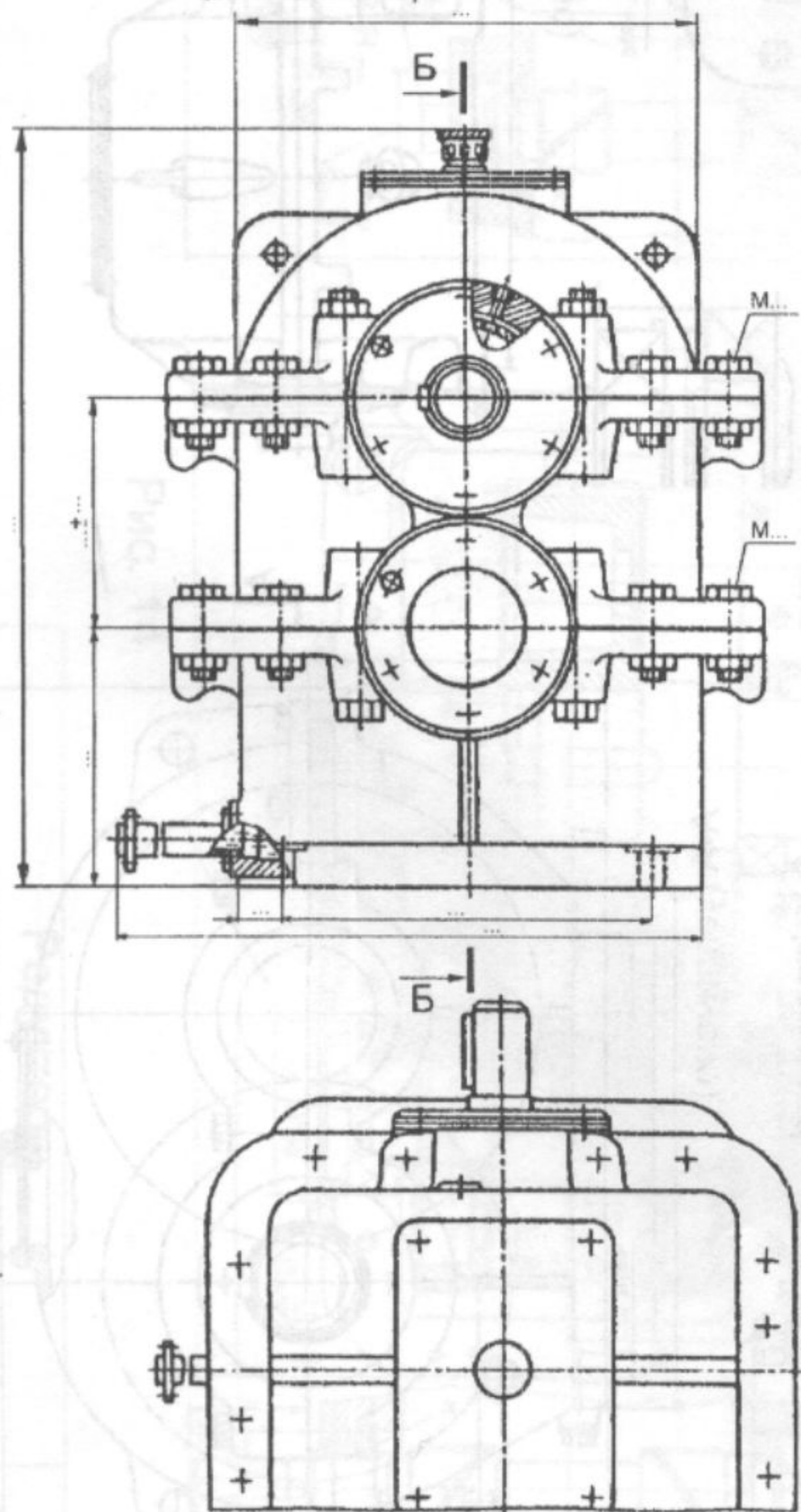
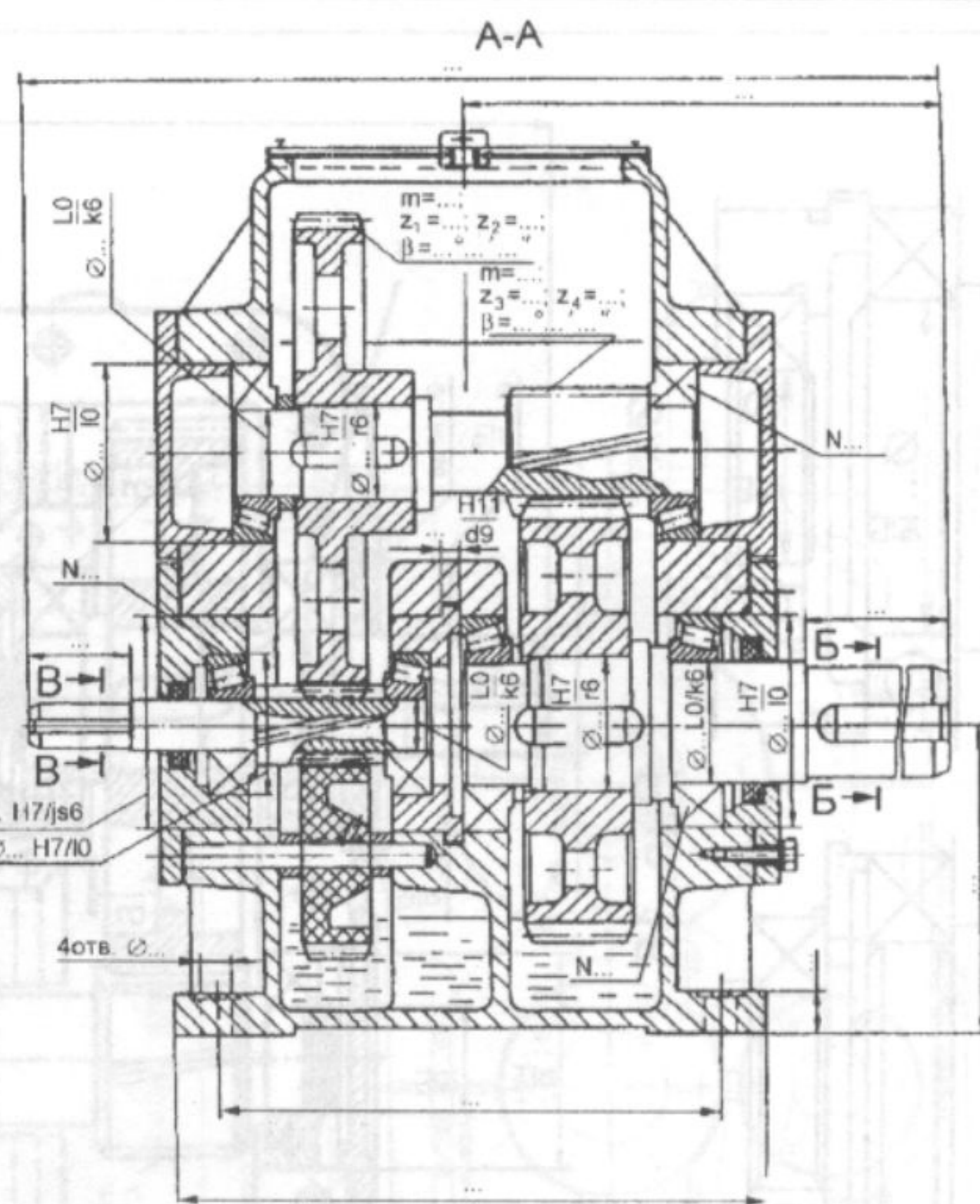


Рис. 18

Редукторы
цилиндрические
двухступенчатые

38

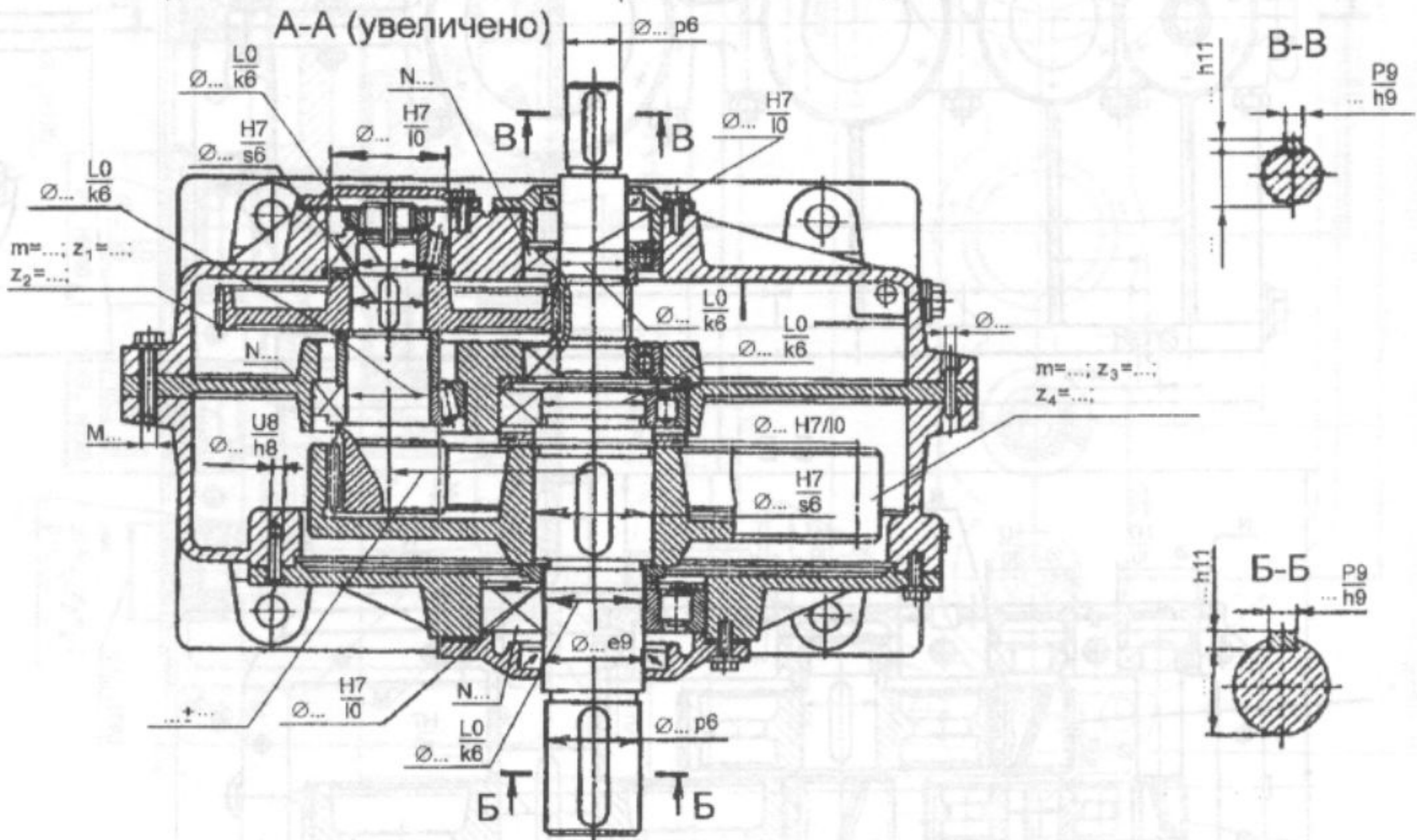
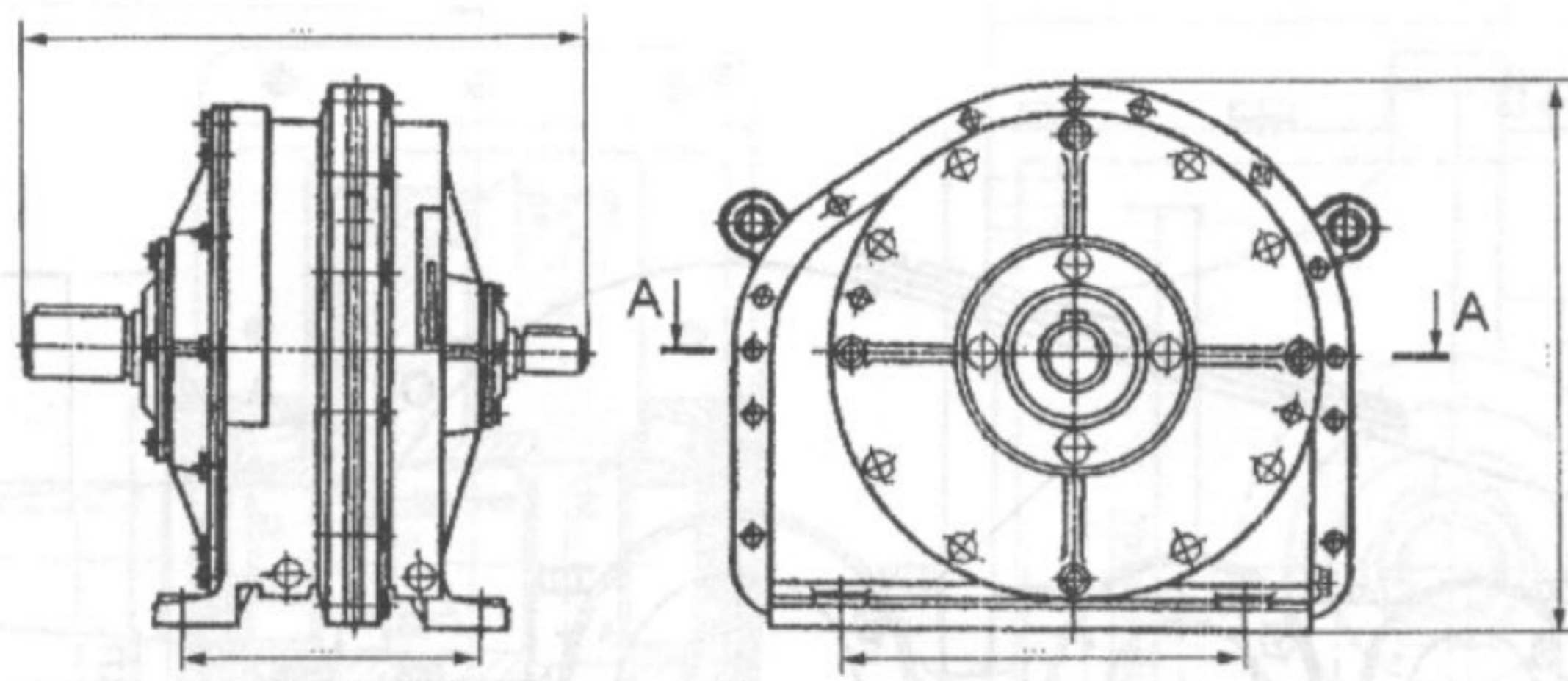


Рис. 19

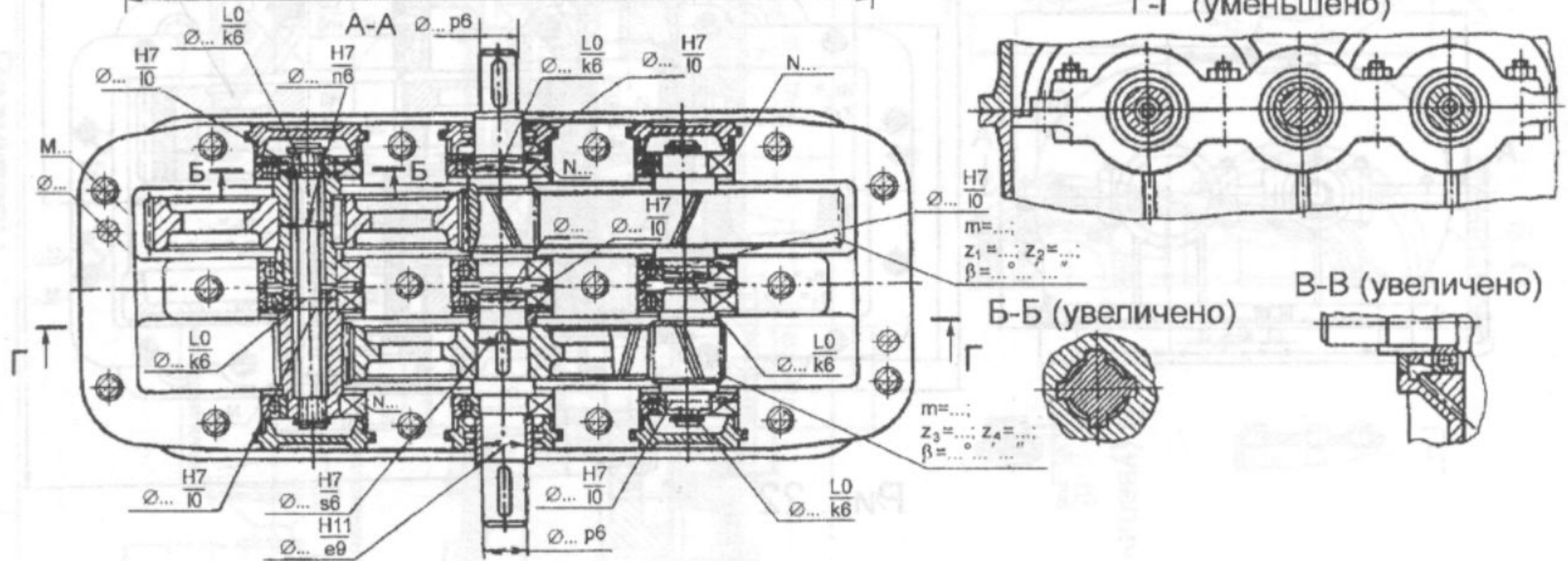
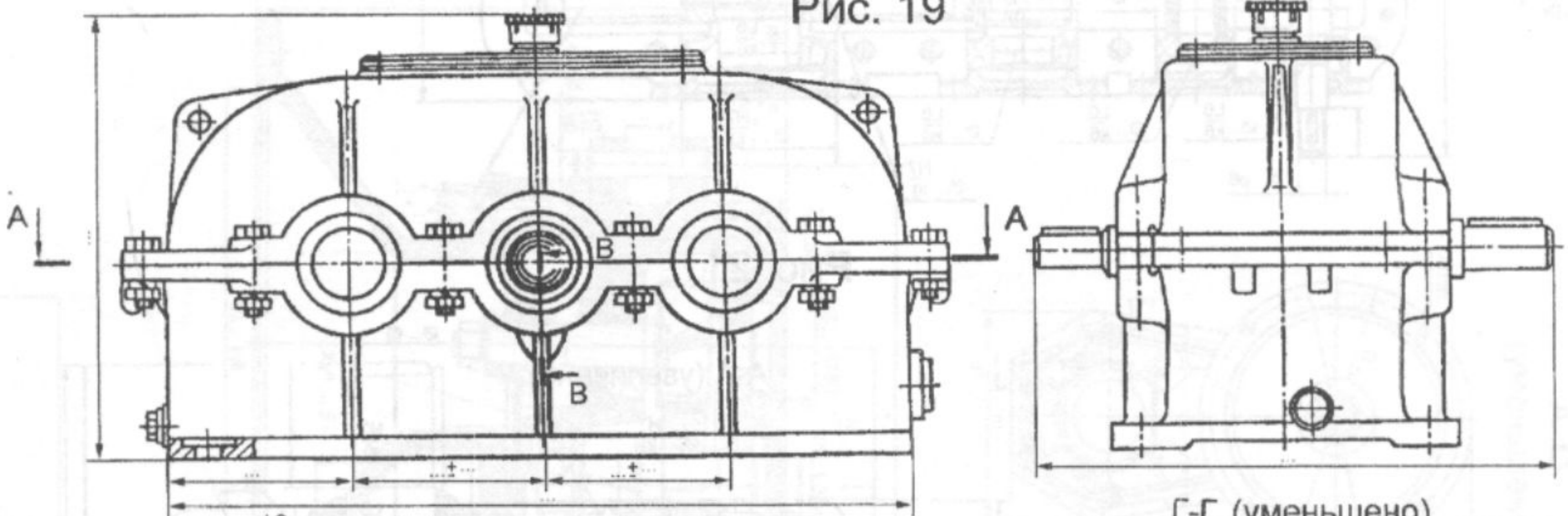


Рис. 20

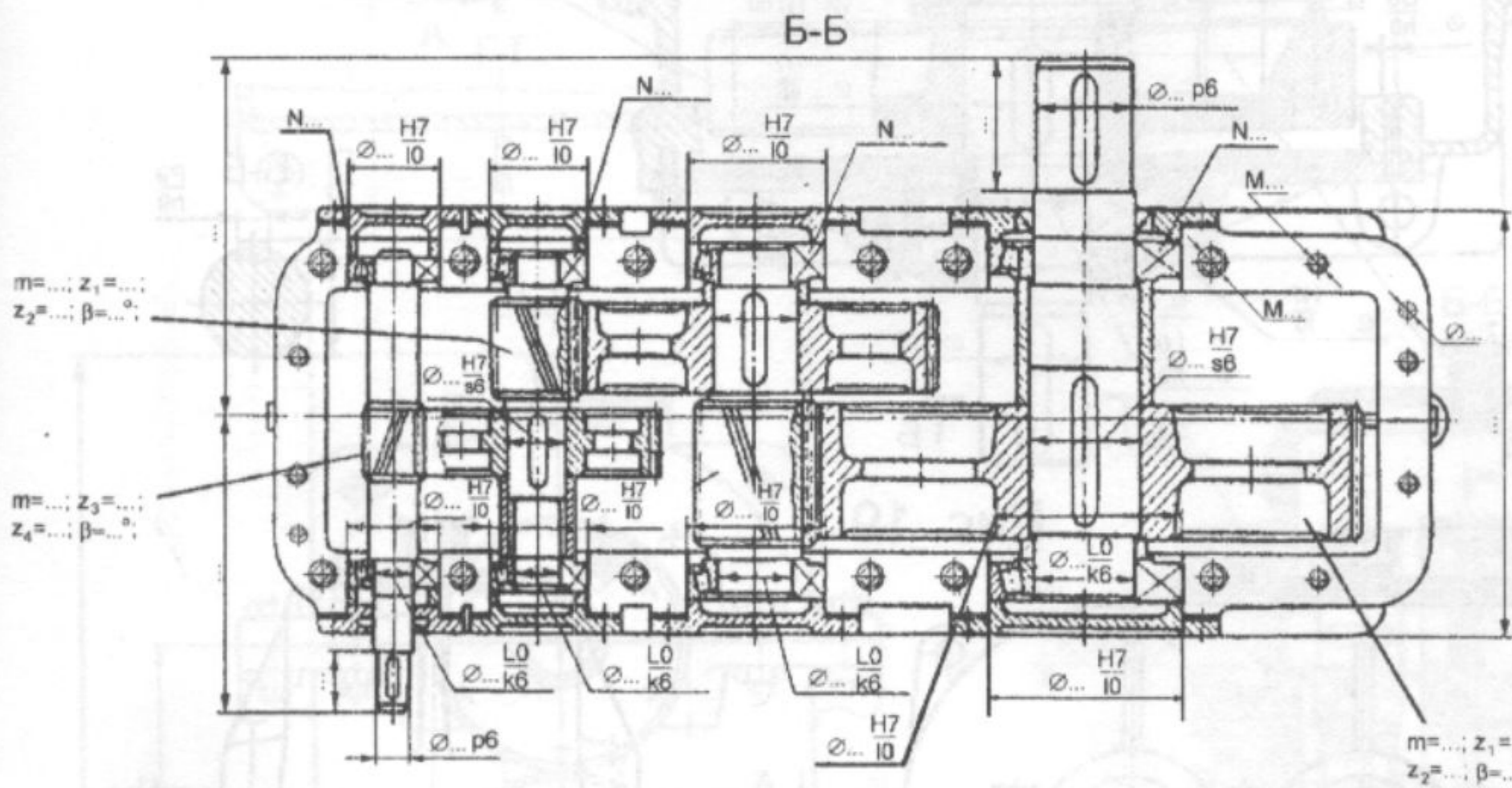
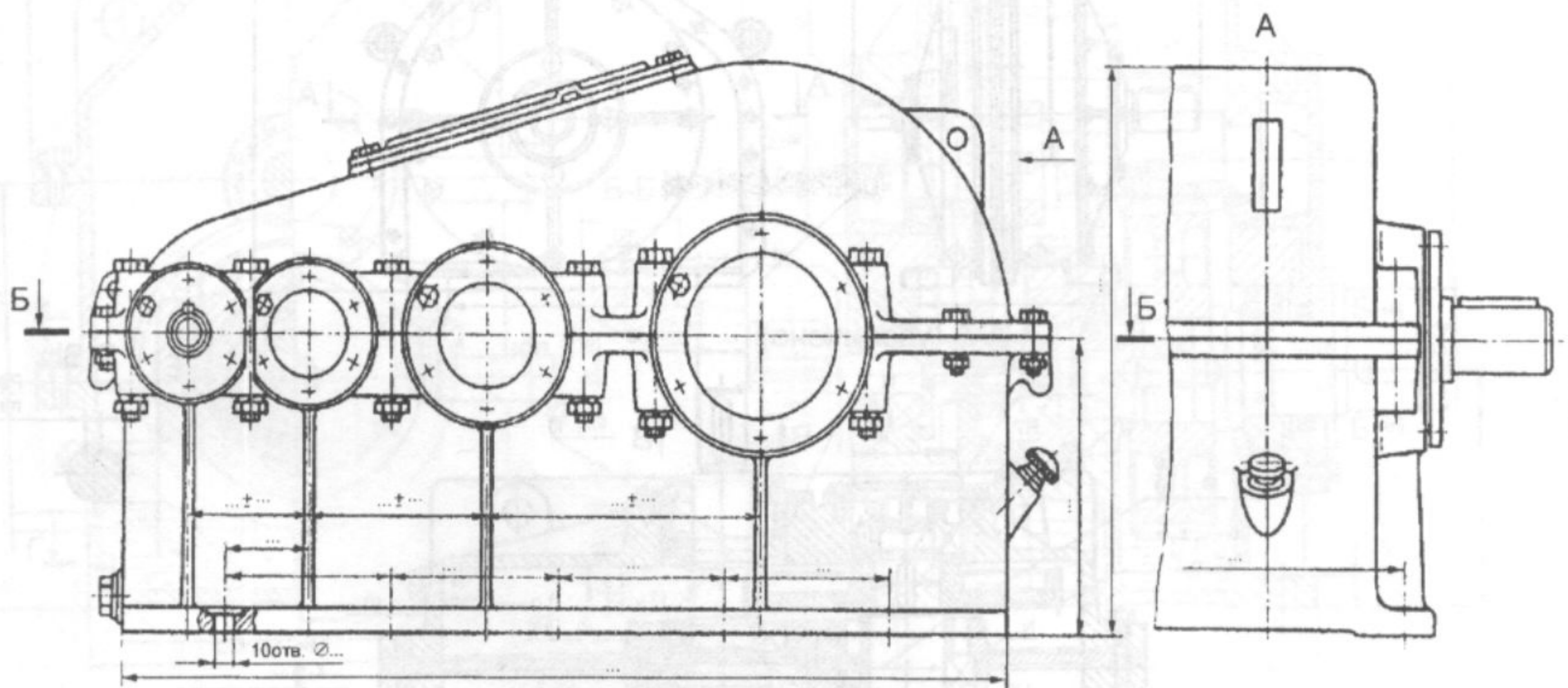


Рис. 21

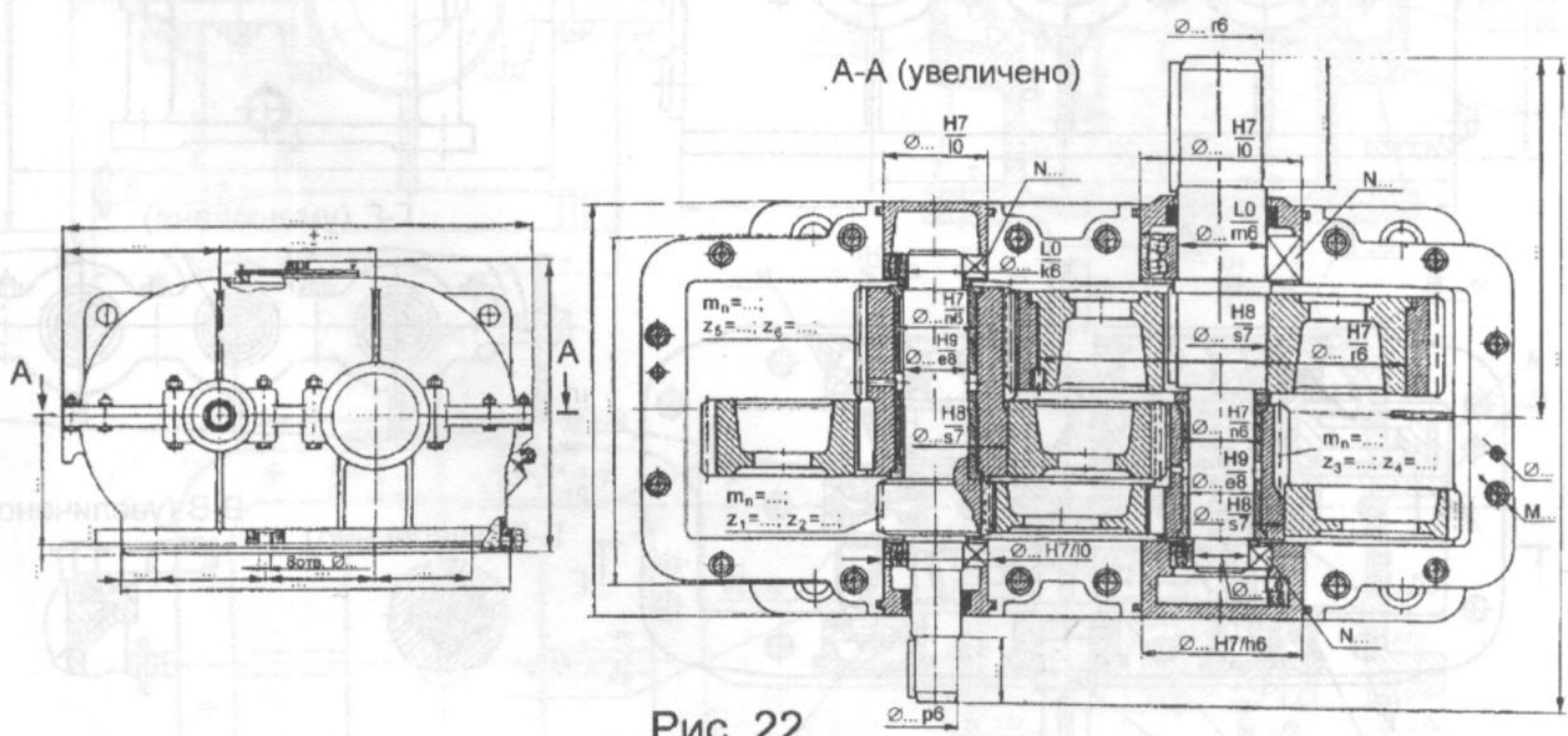


Рис. 22

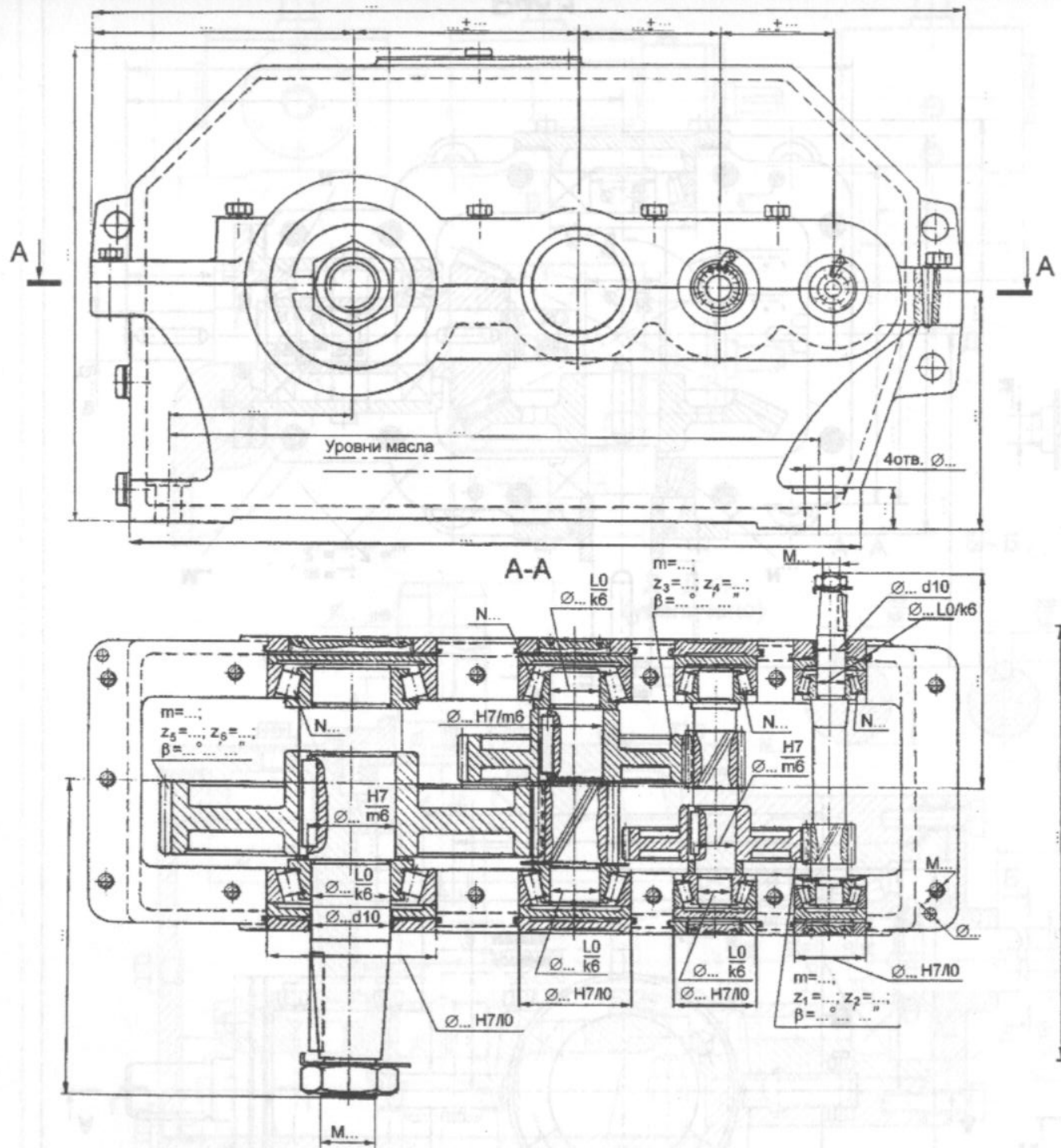


Рис. 23

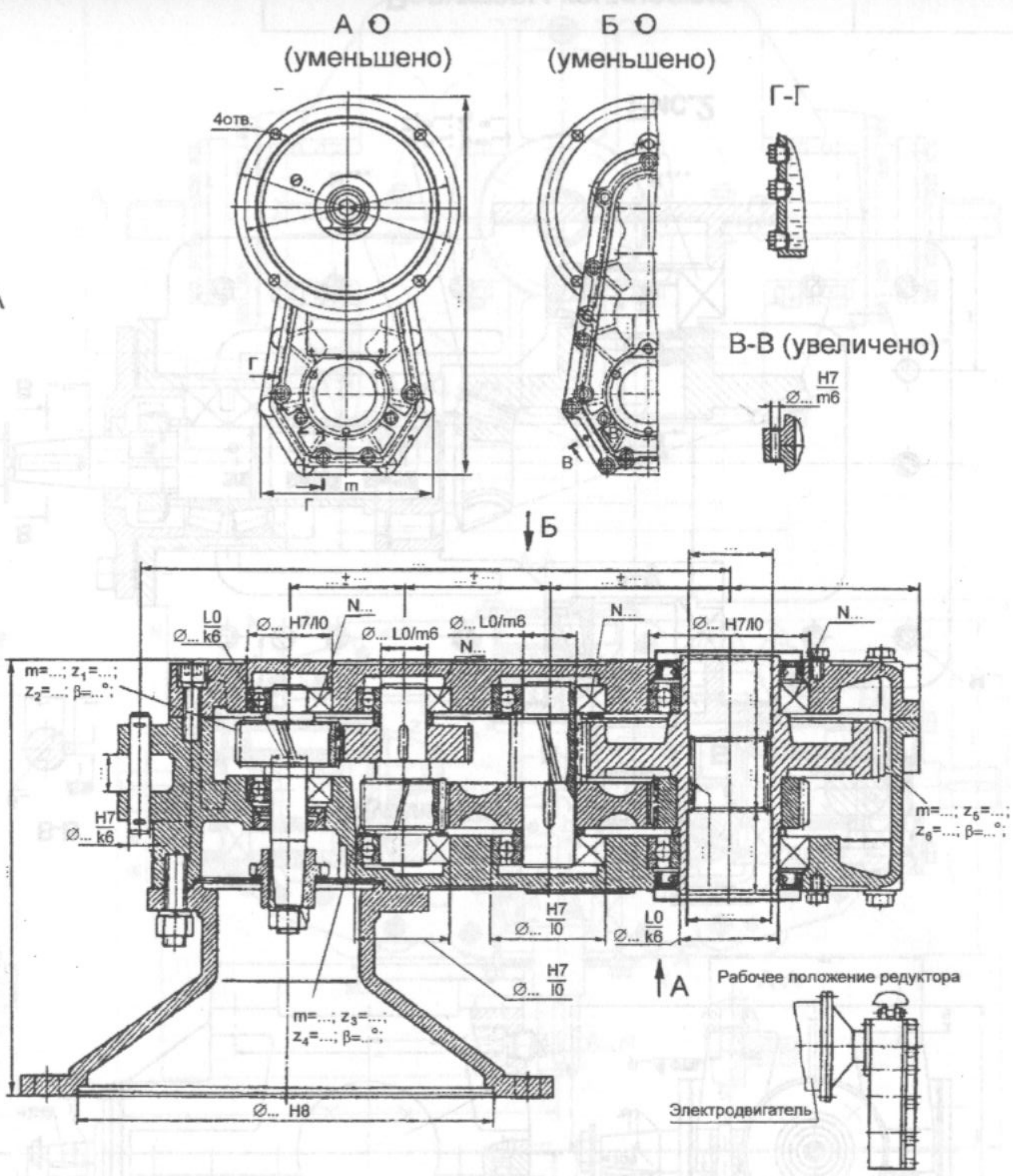


Рис. 24

Редукторы
цилиндрические
трехступенчатые

Лист 18

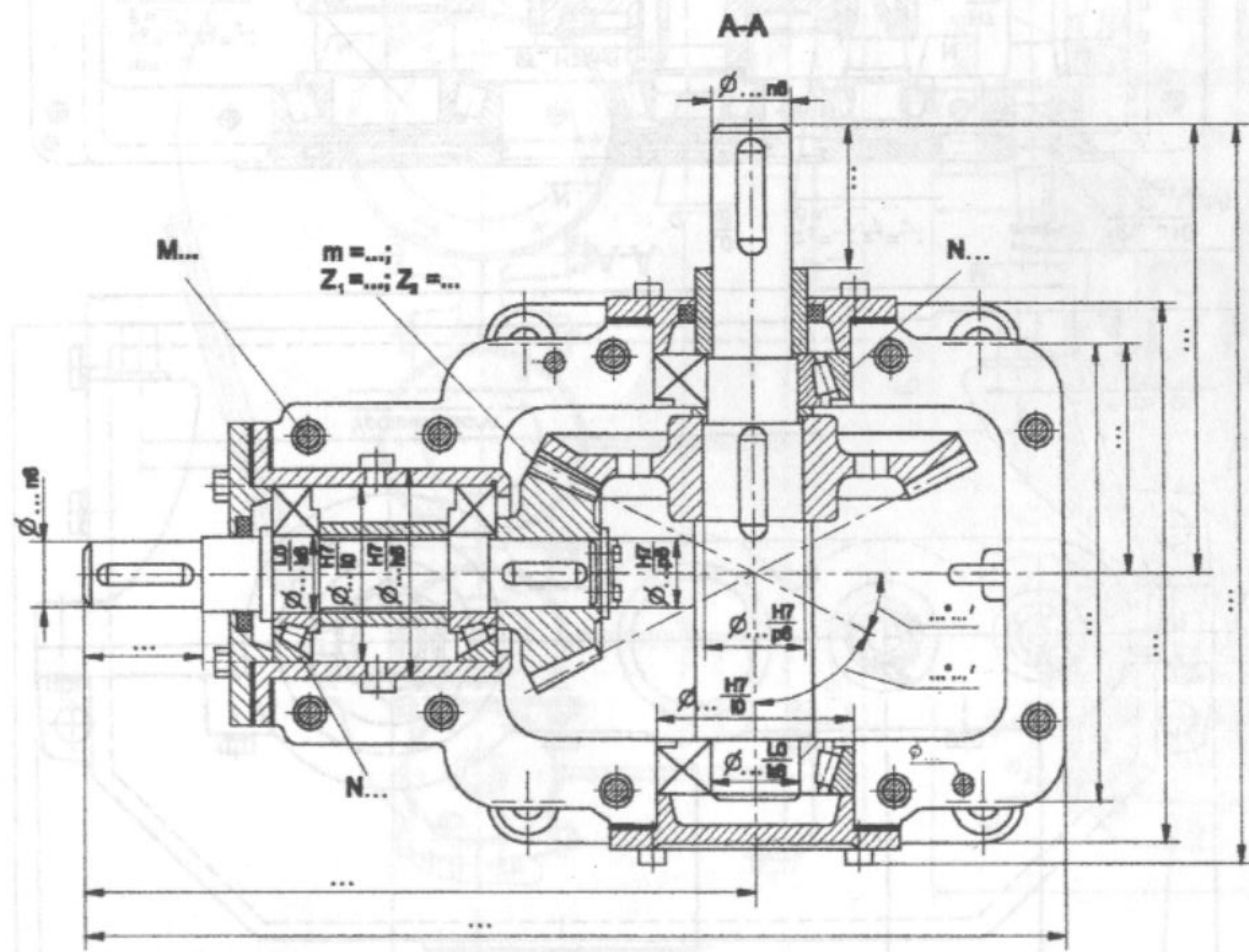
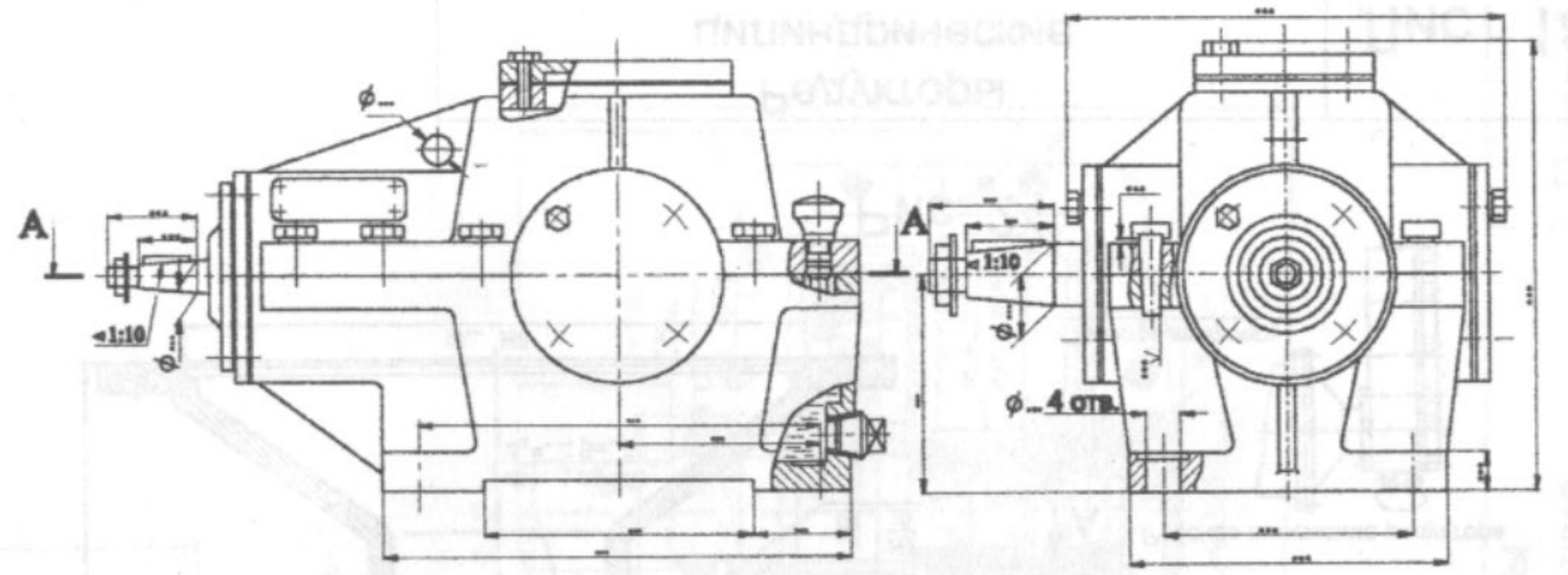
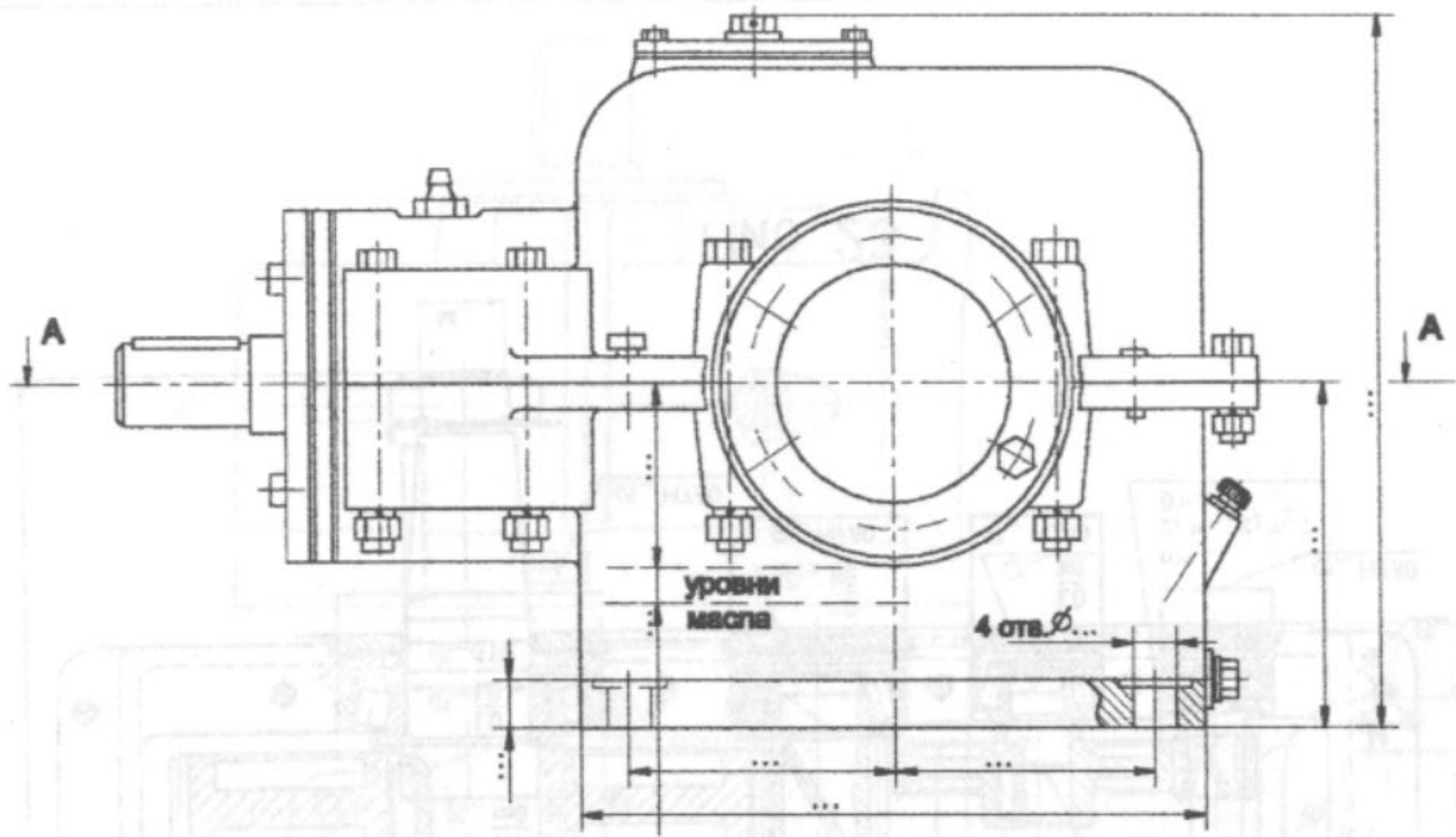


Рис.1

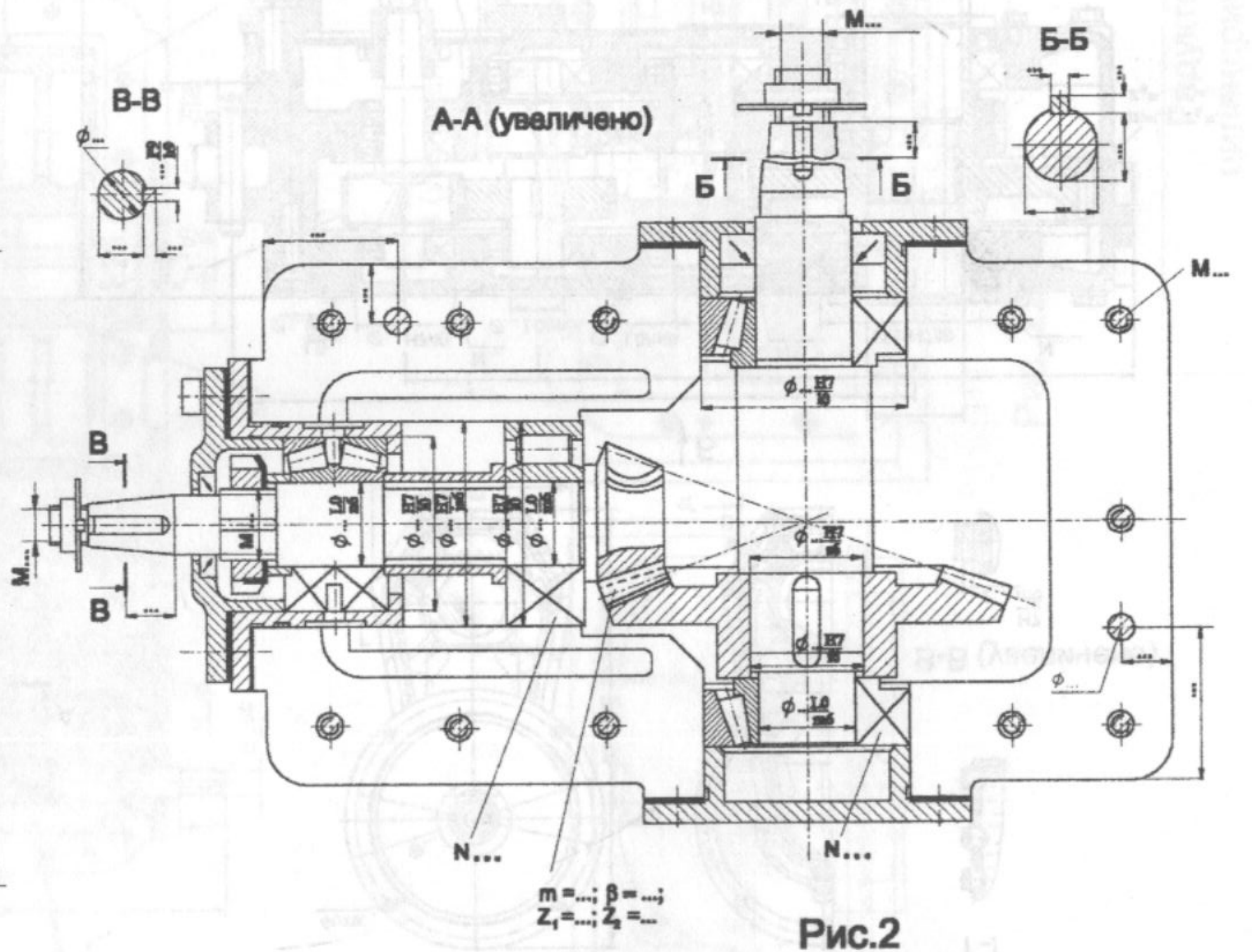
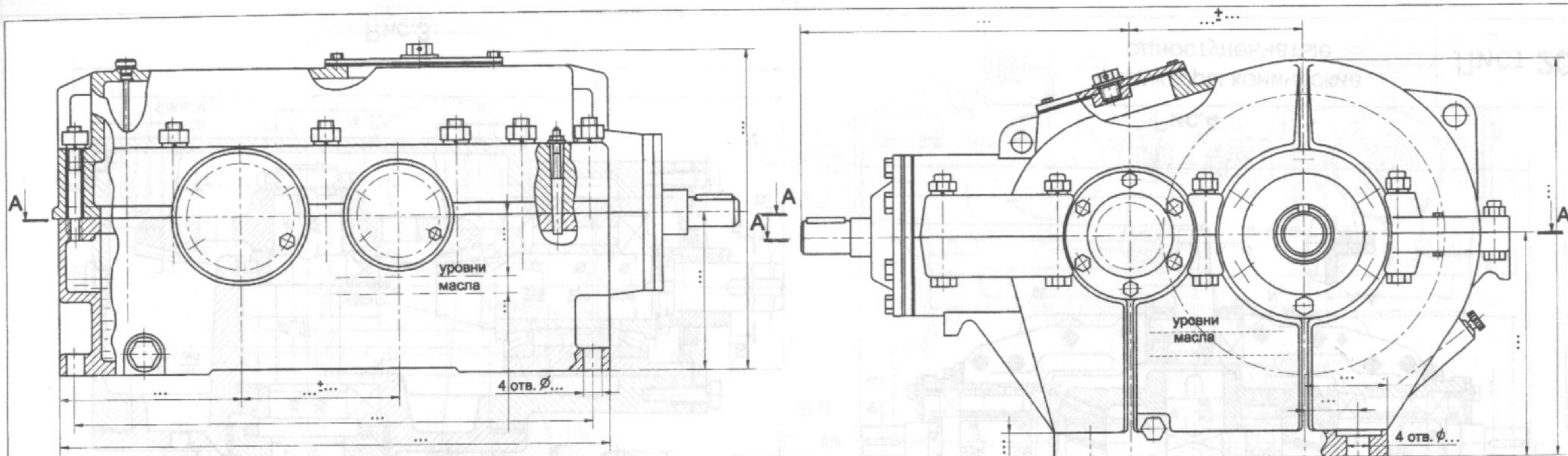


Рис.2



A-A

$m = \dots; \beta = \dots;$
 $Z_1 = \dots; Z_2 = \dots;$

A-A

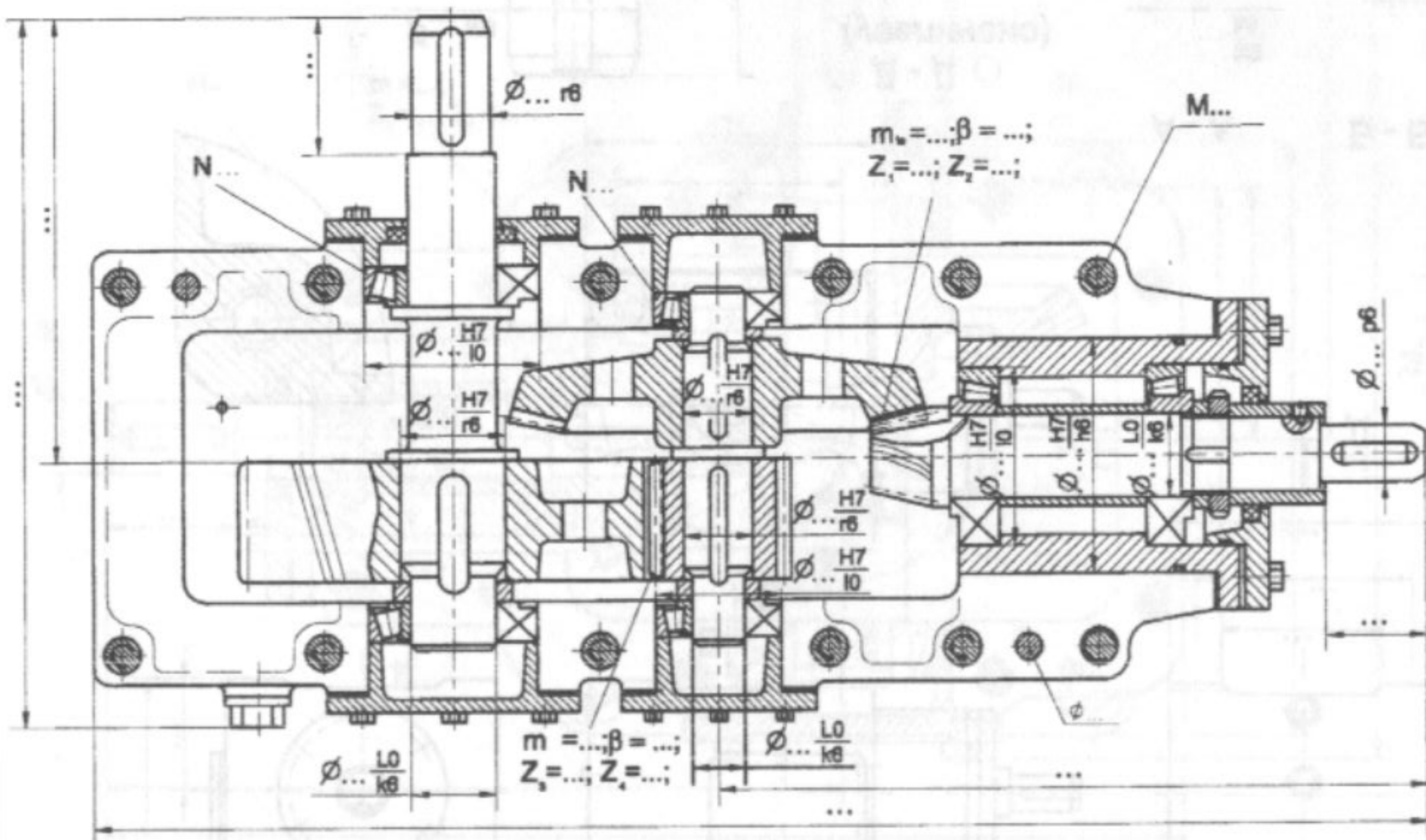


Рис.5

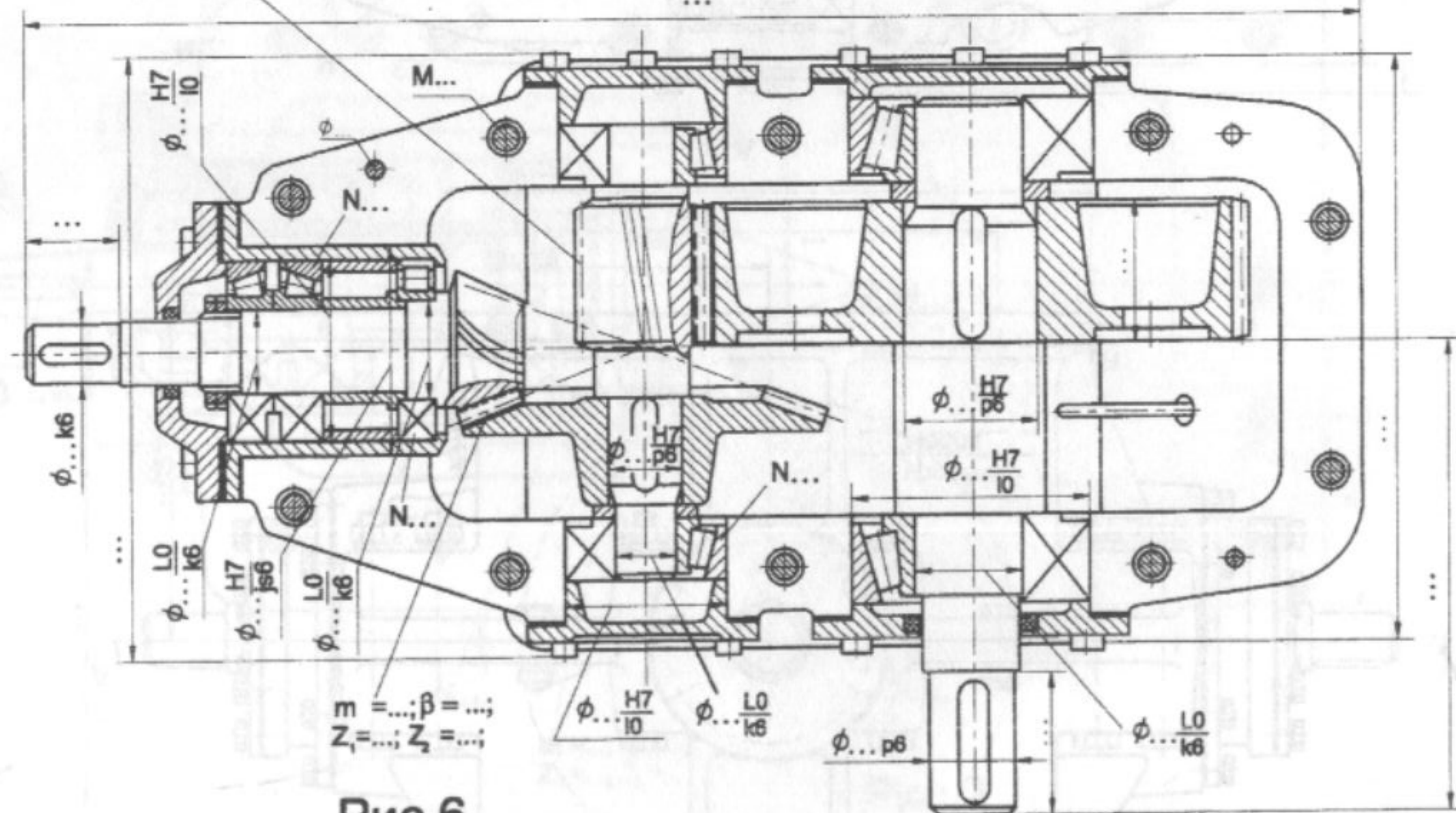


Рис.6

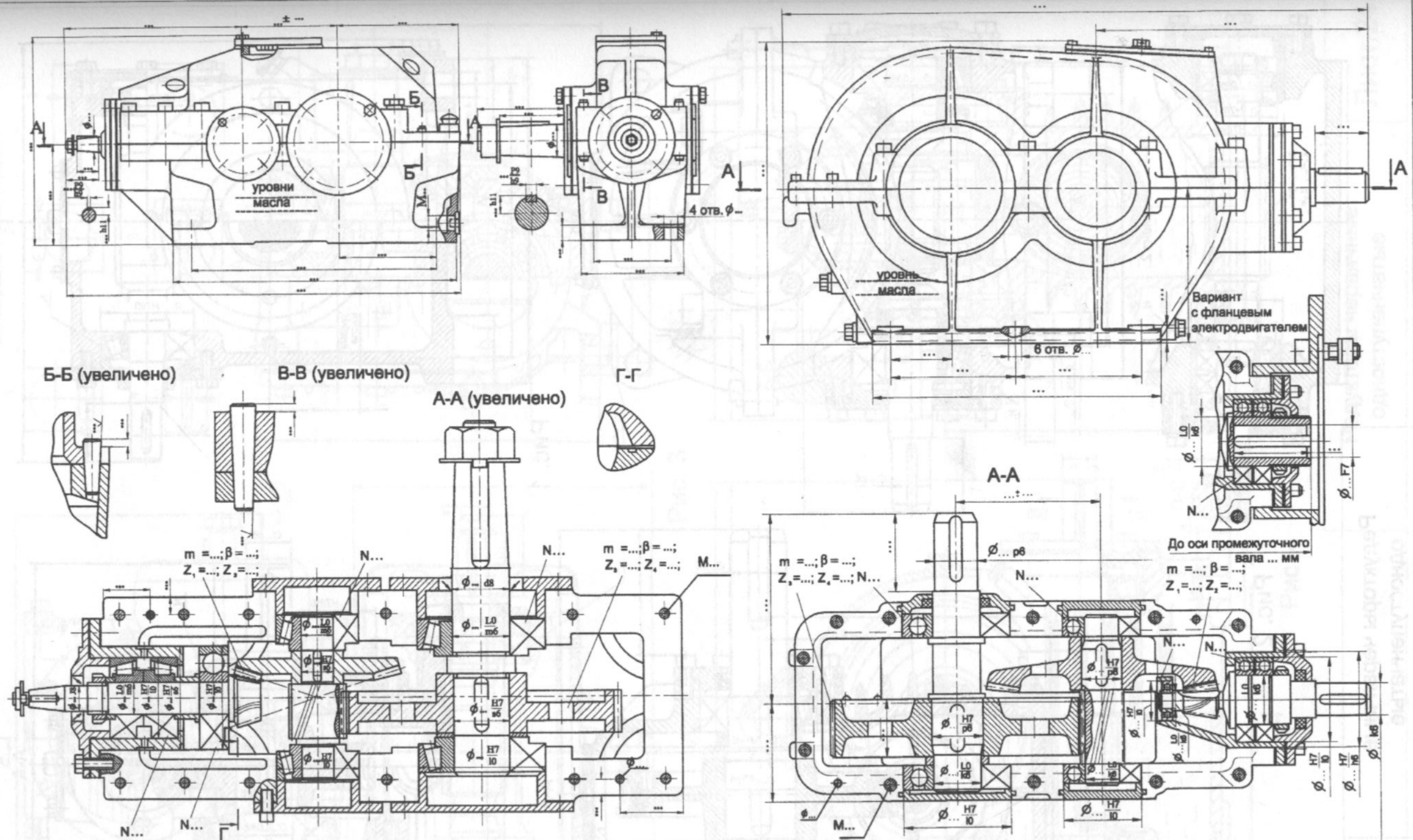


Рис.7

Рис.8

Редукторы
коническо-цилиндрические

Лист 22

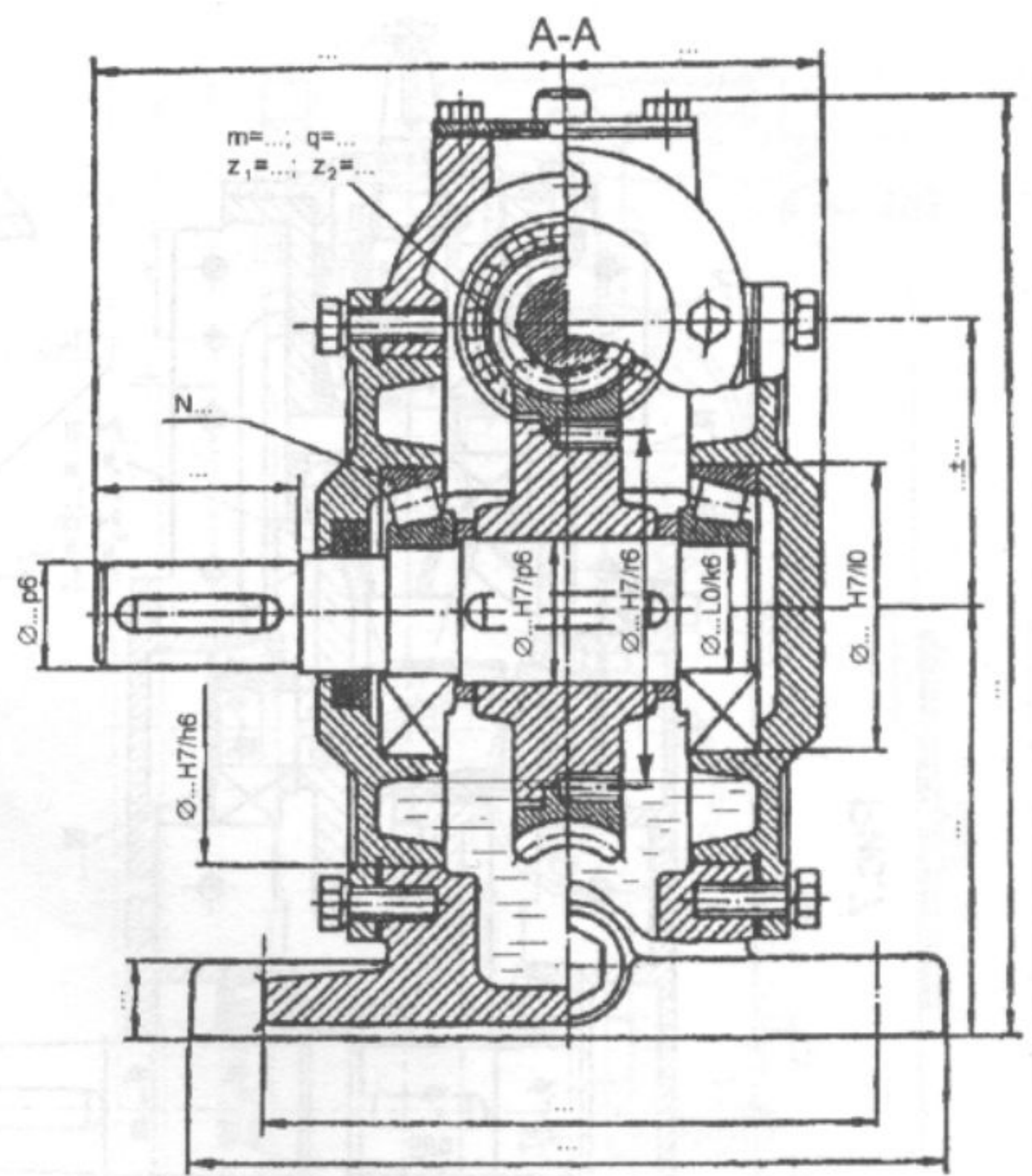
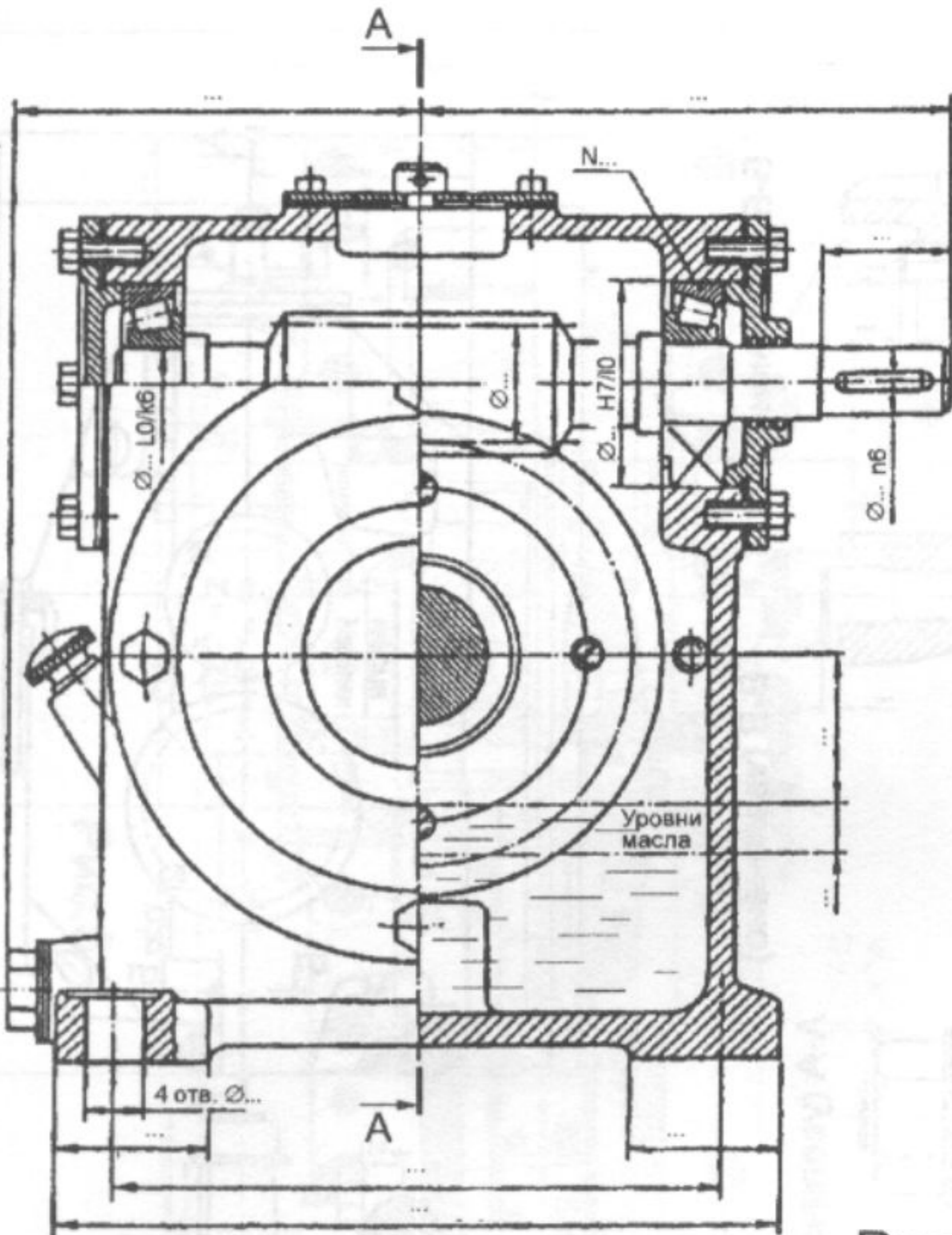


Рис. 1

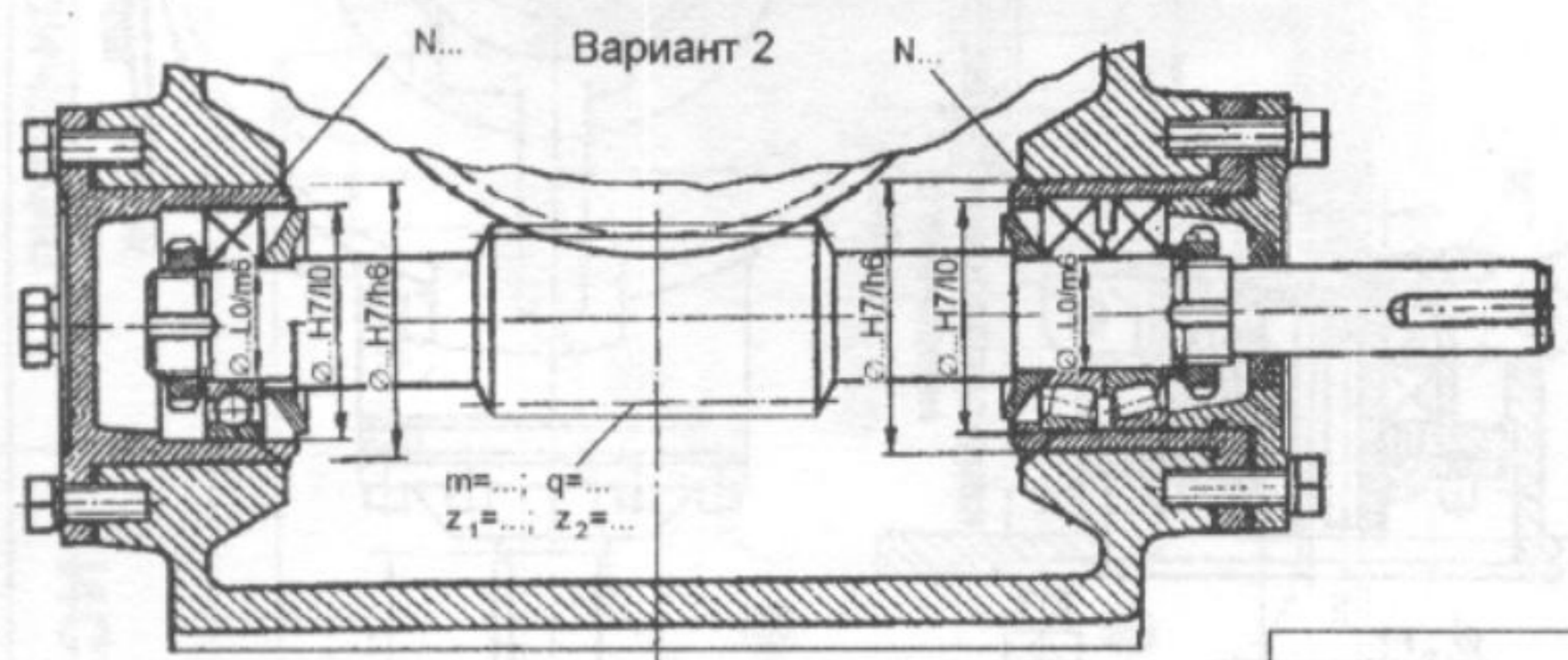
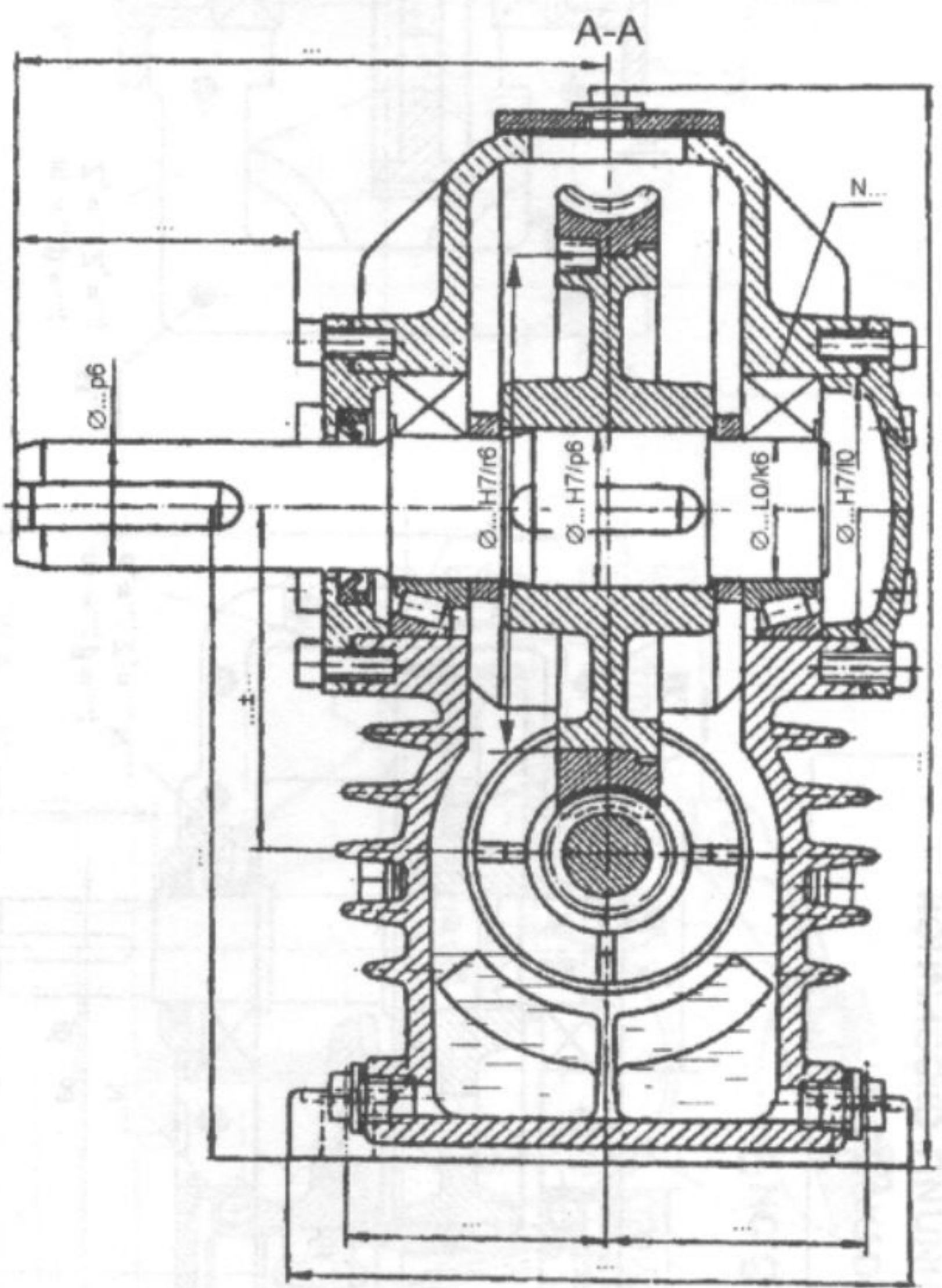
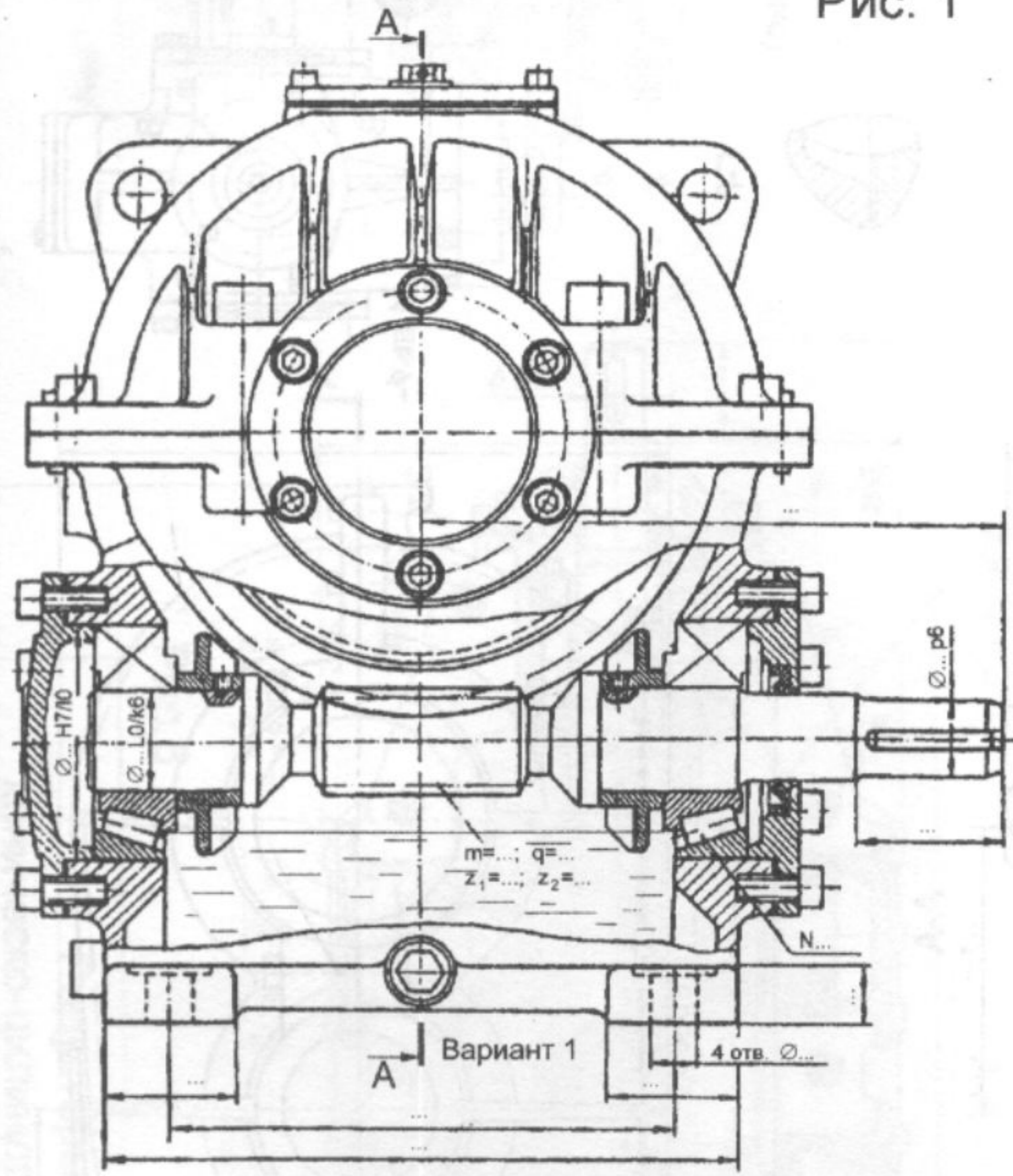


Рис. 2

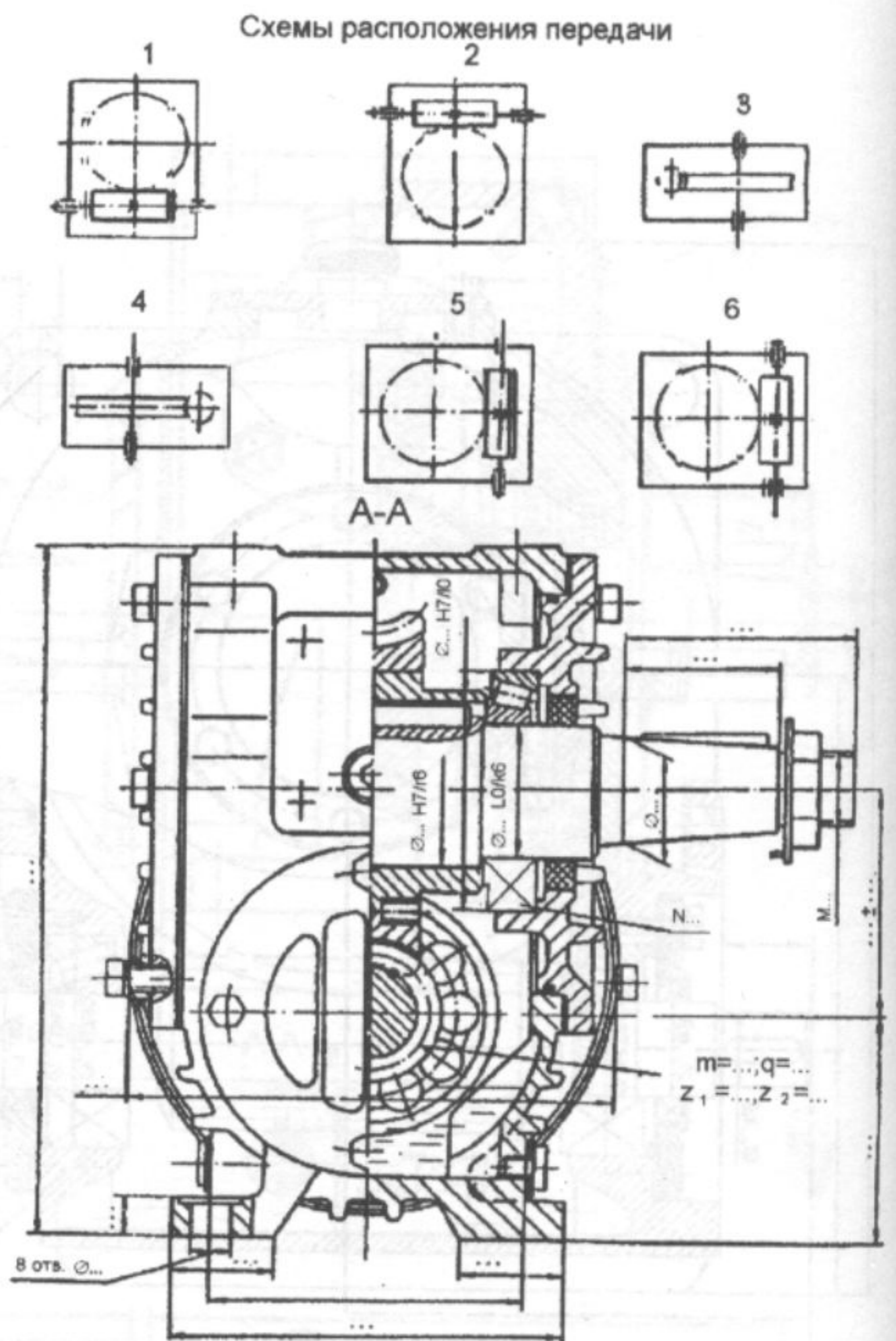
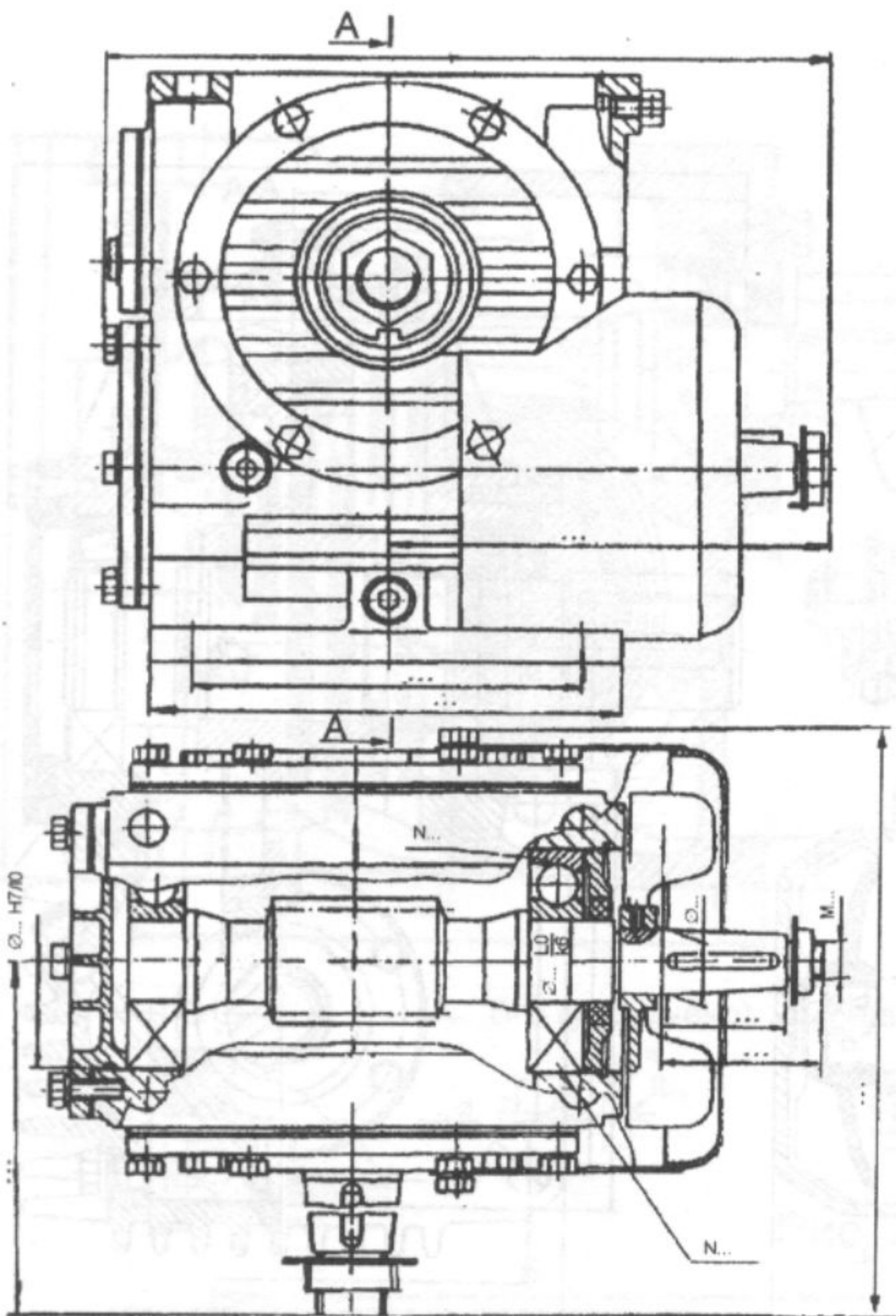


Рис. 3

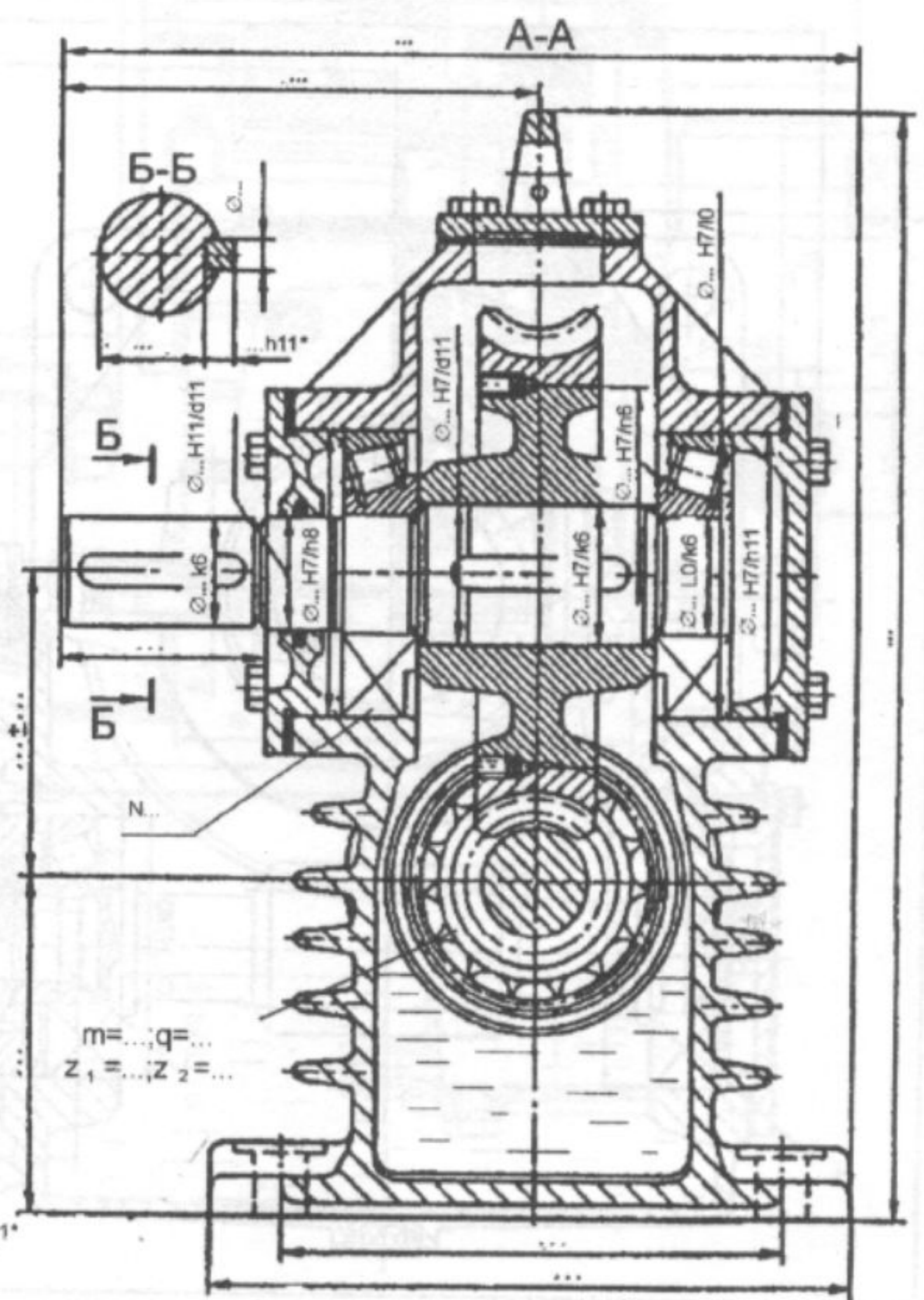
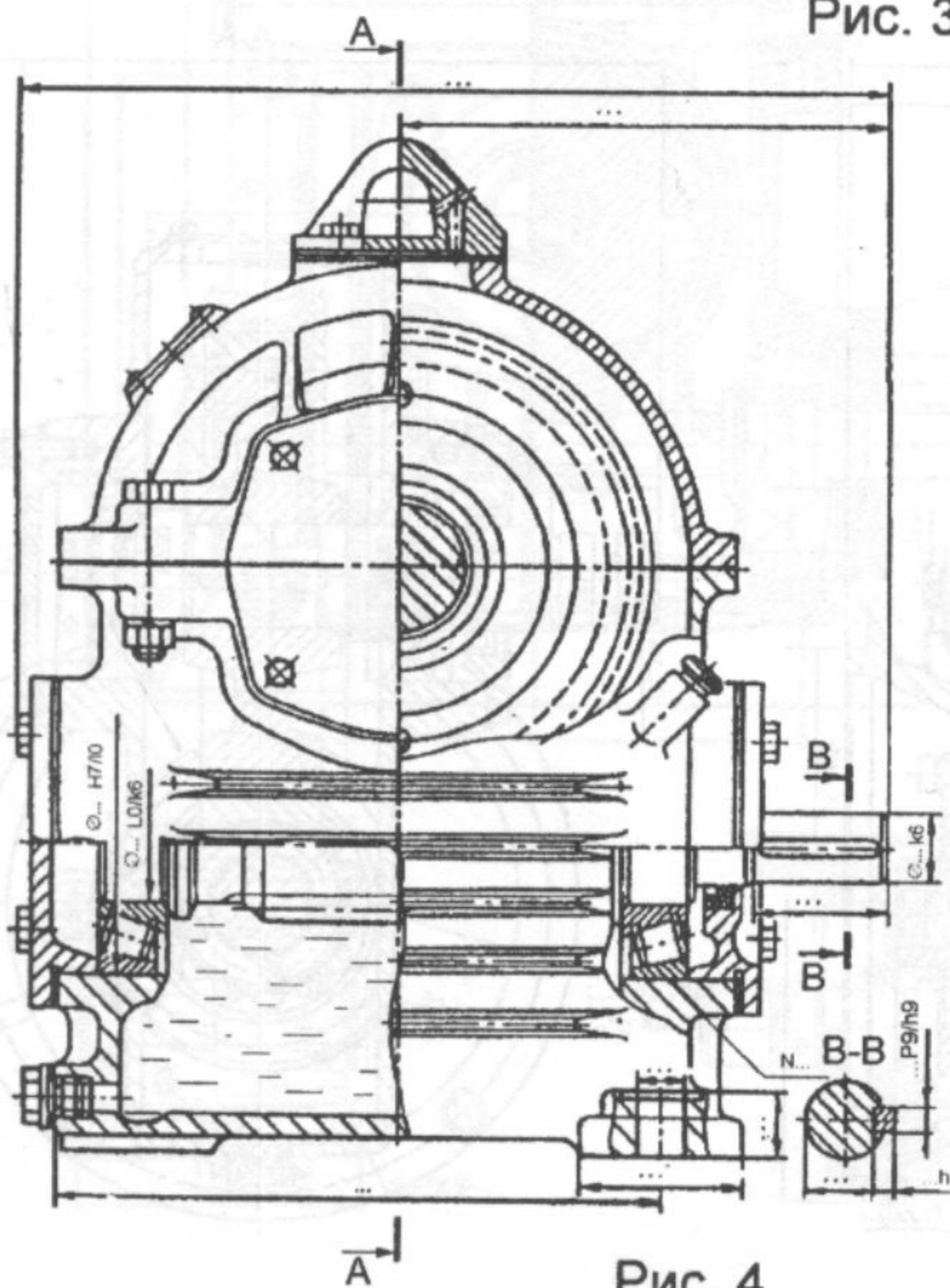


Рис. 4

47

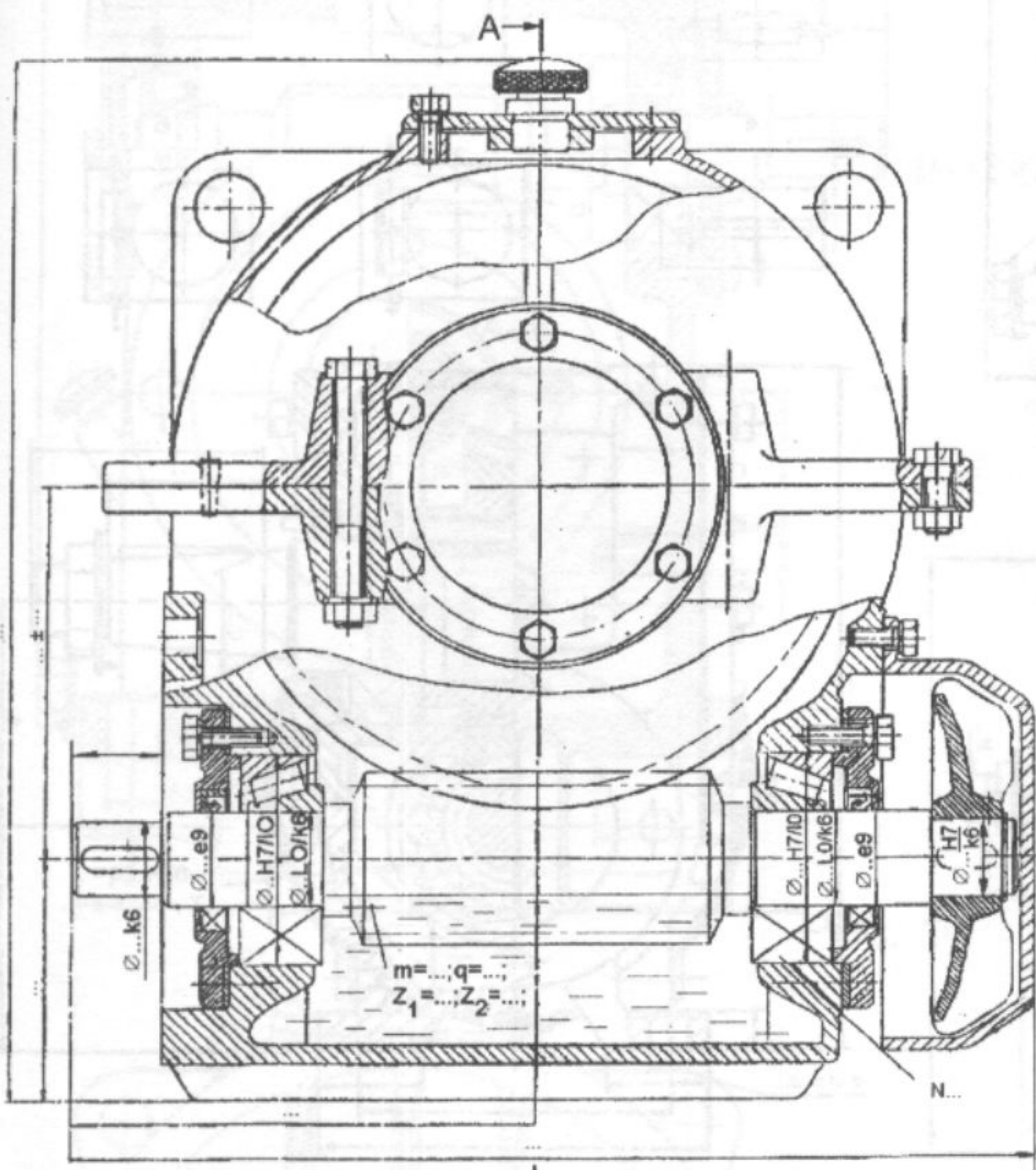
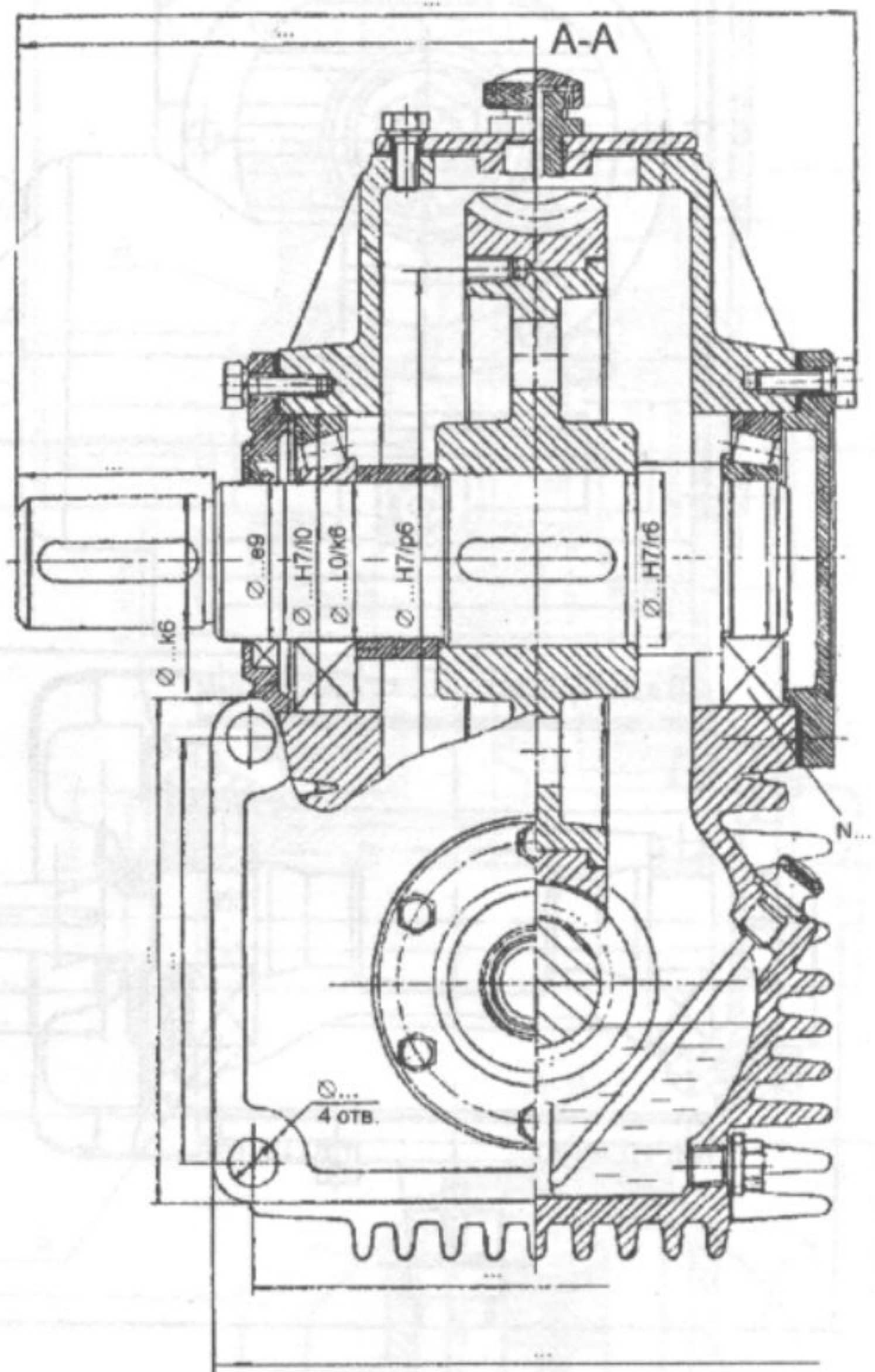


Рис. 5



A-A

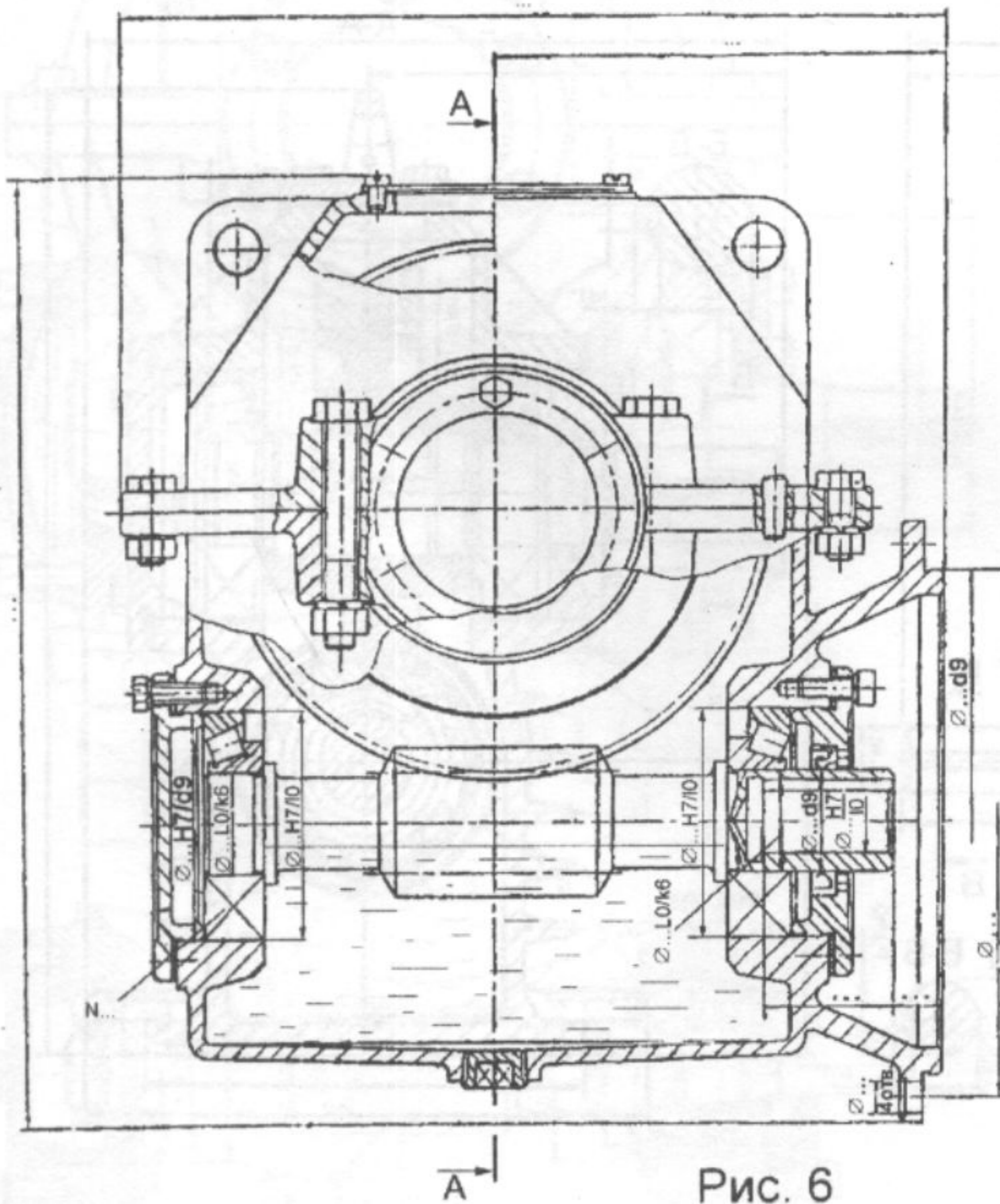
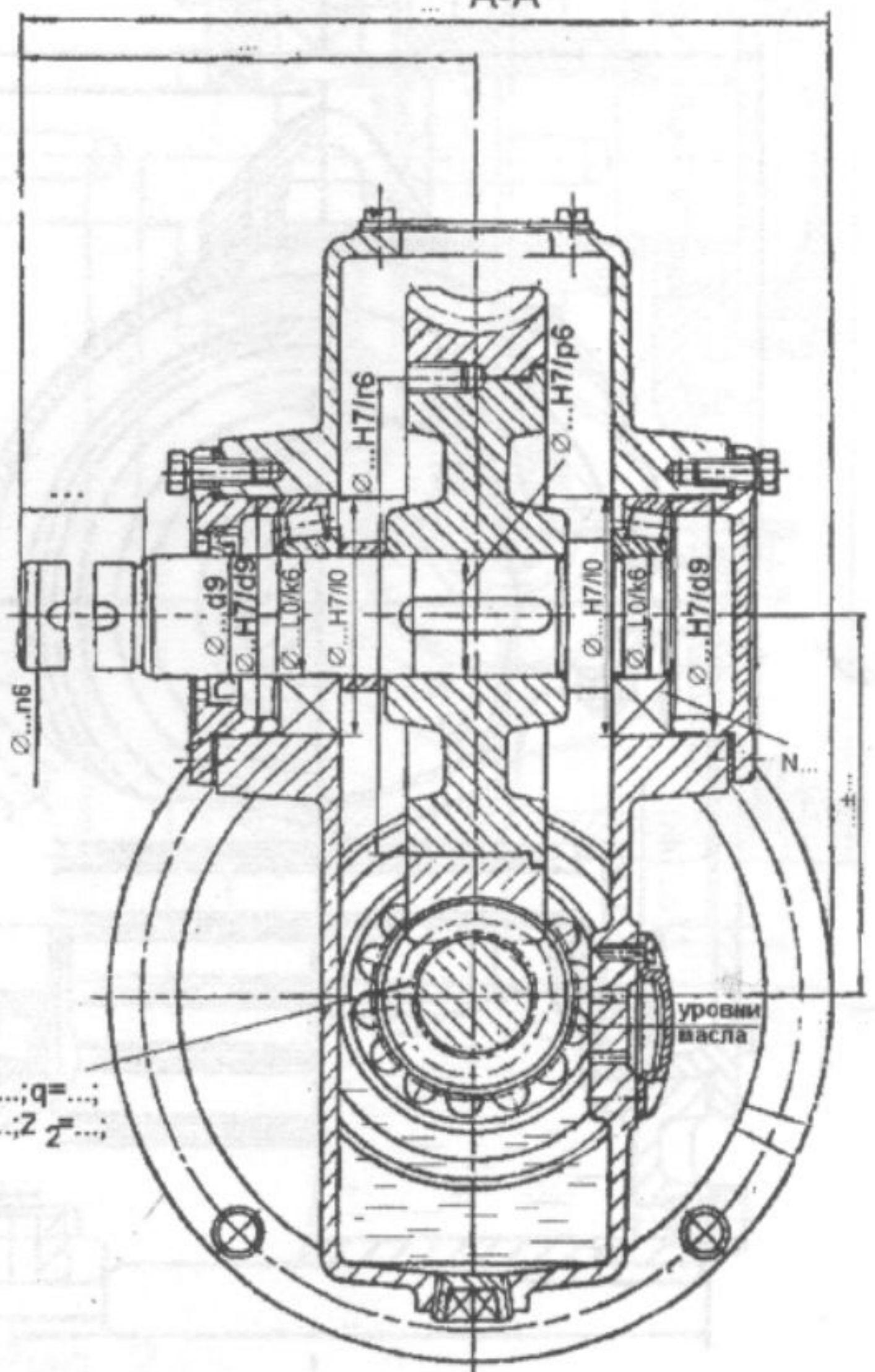


Рис. 6



$m = \dots; q = \dots$
 $Z_1 = \dots; Z_2 = \dots$

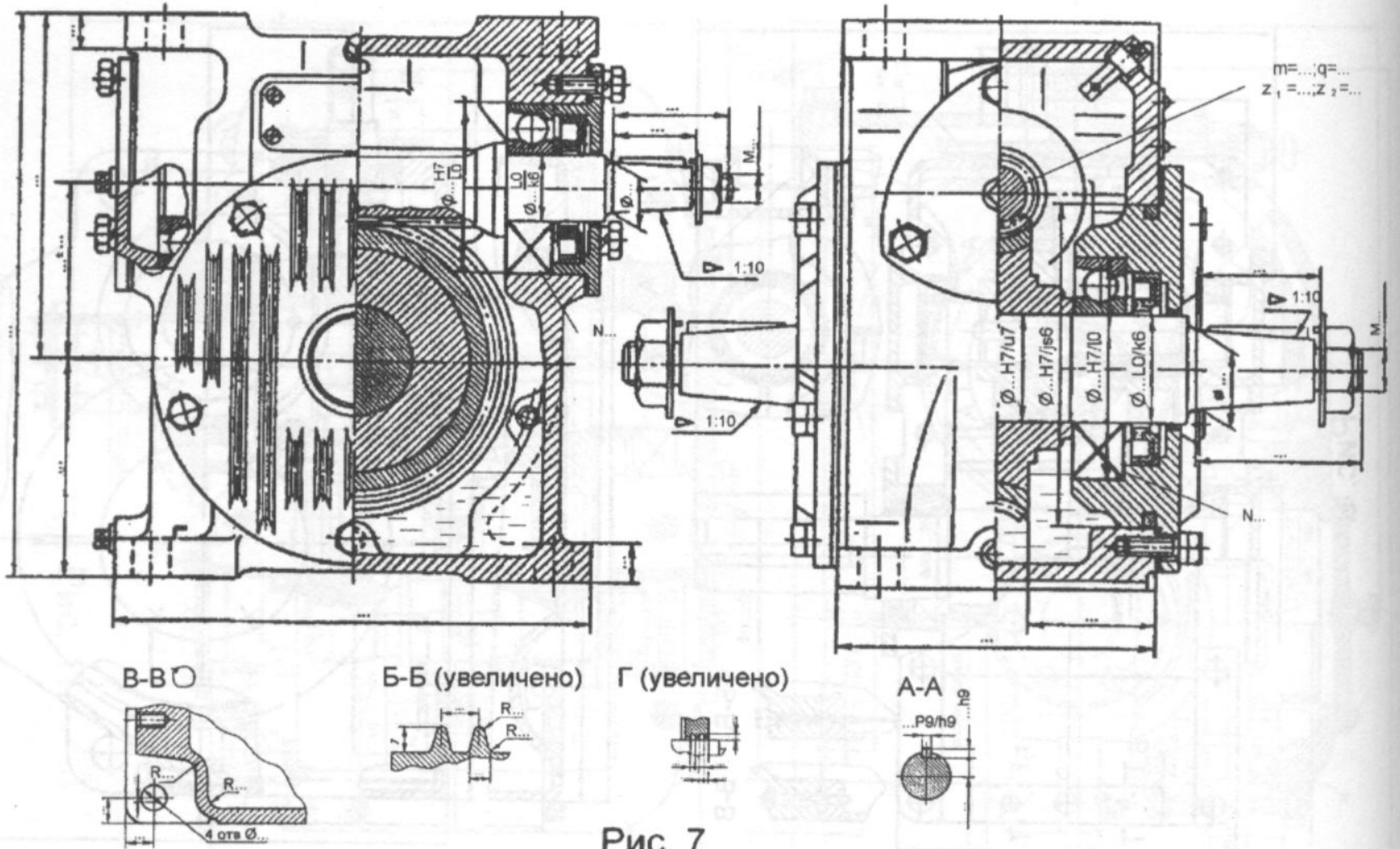


Рис. 7

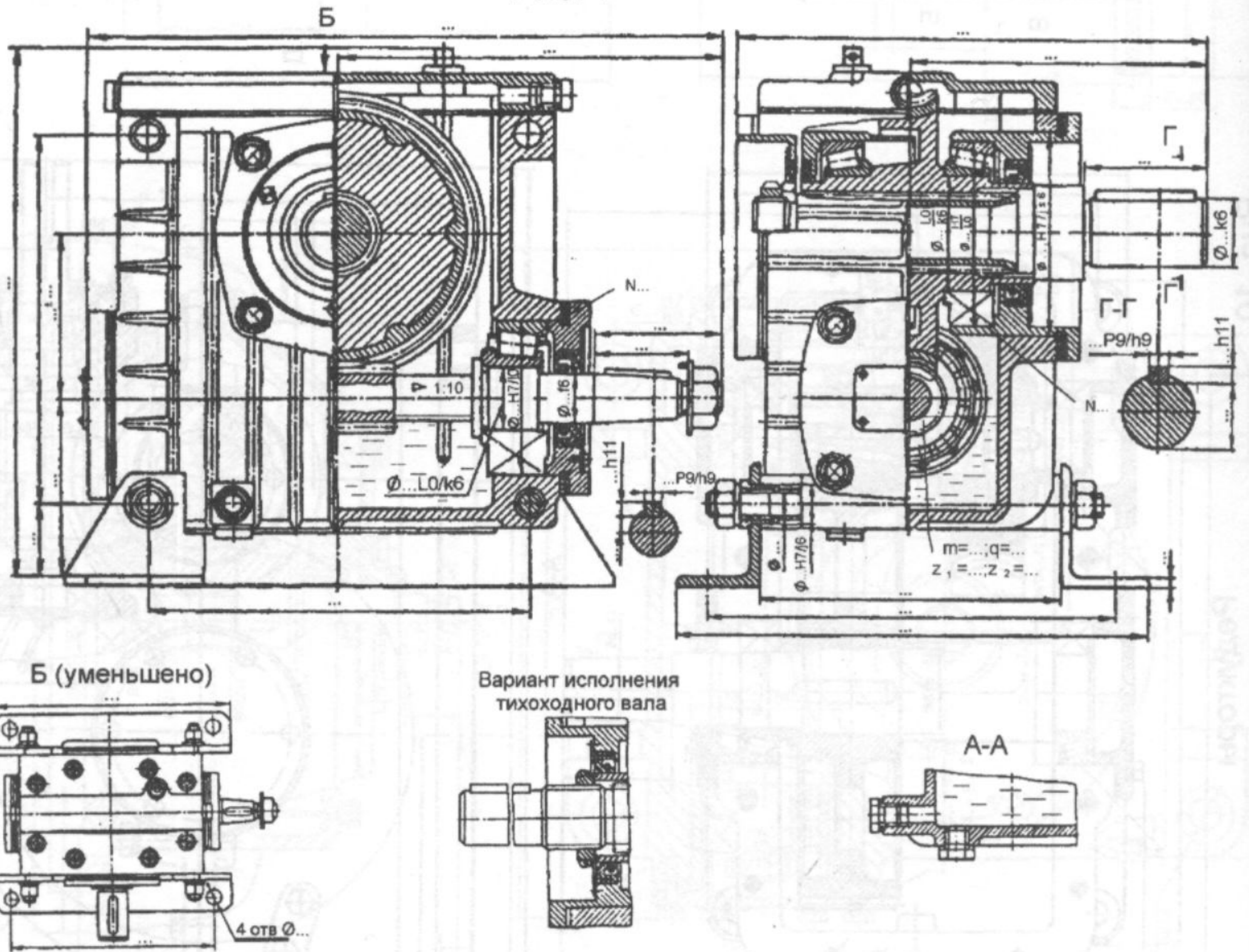


Рис. 8

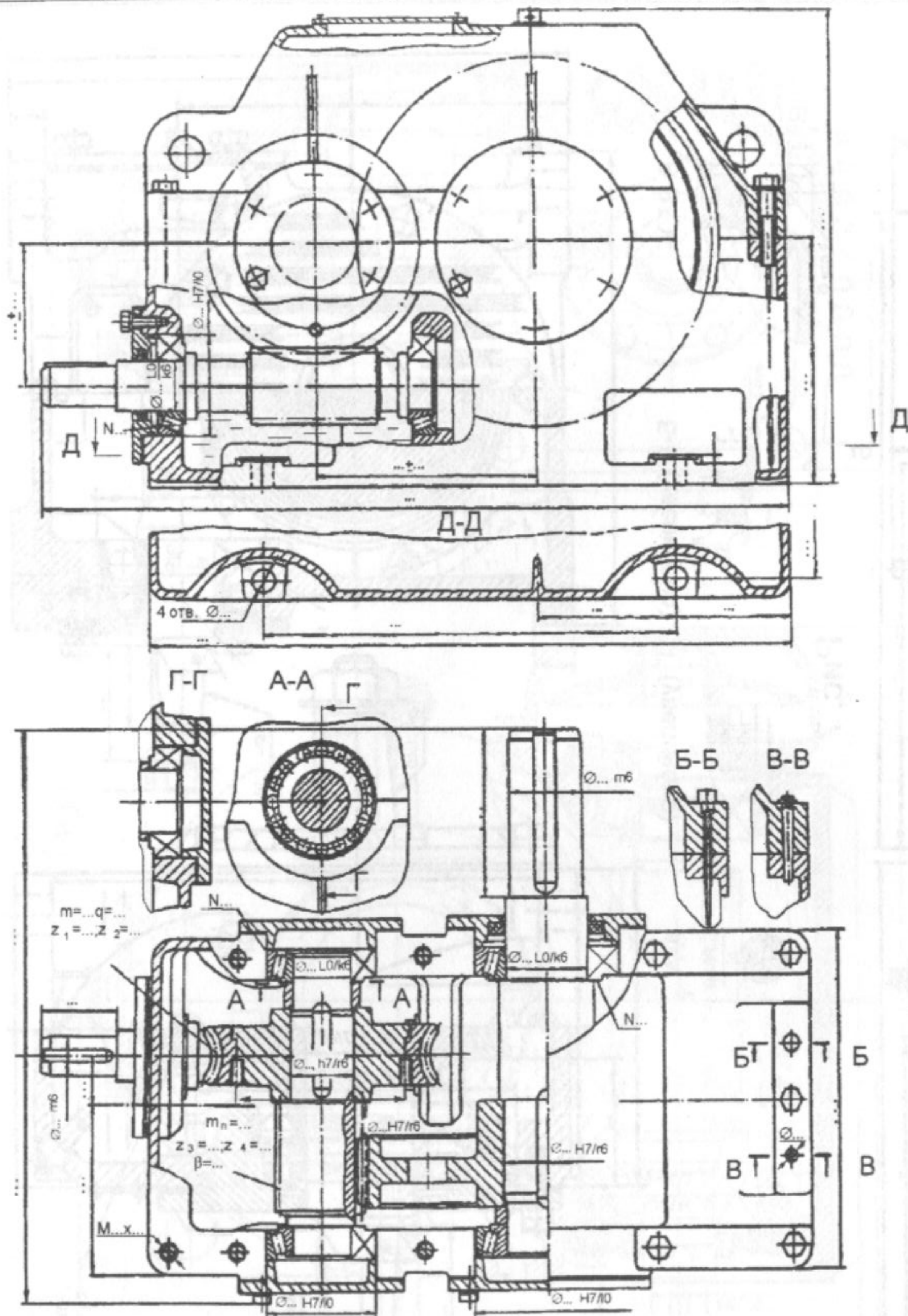


Рис. 9

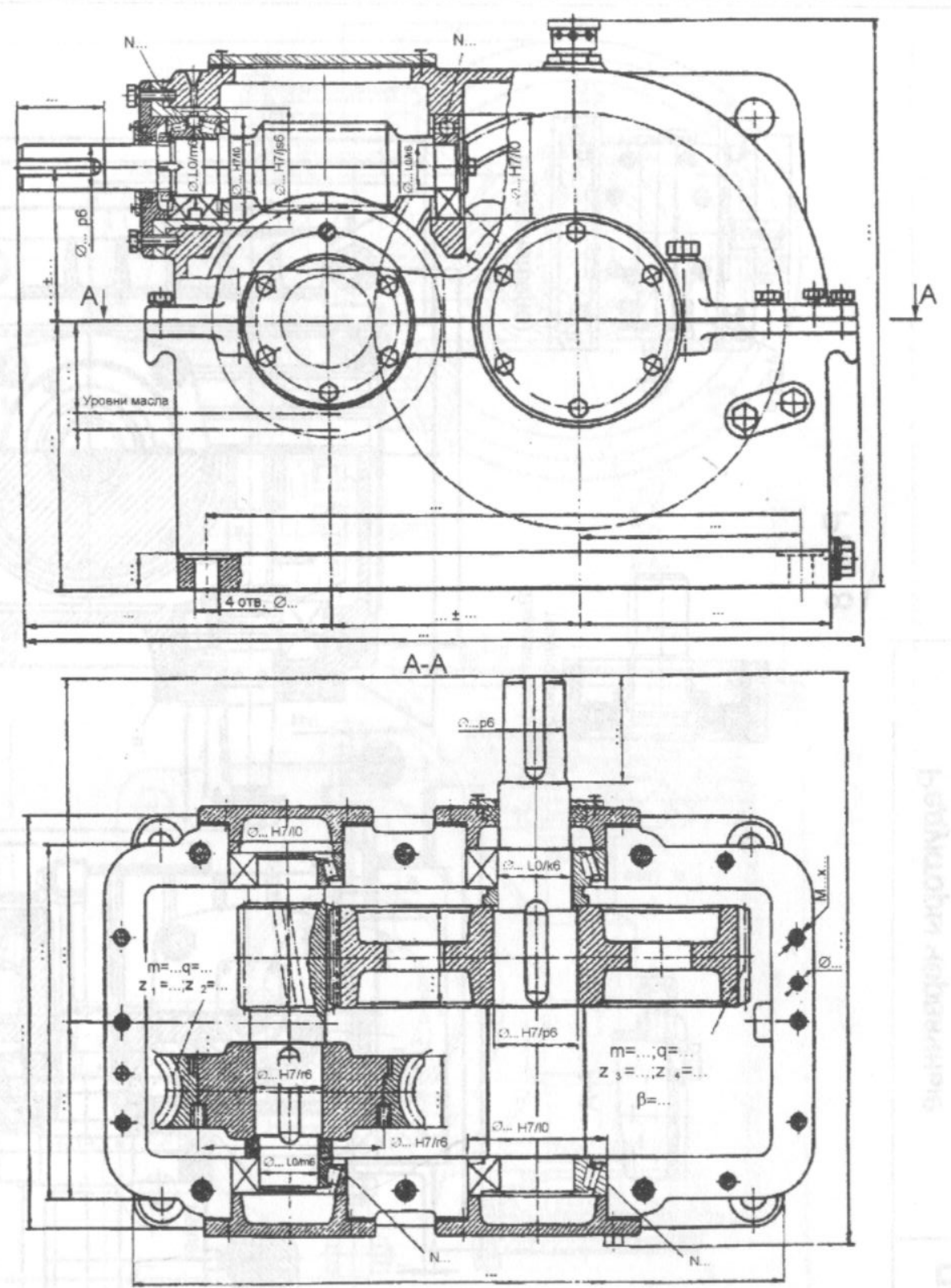


Рис. 10

Редукторы
червячно-цилиндрические
двухступенчатые

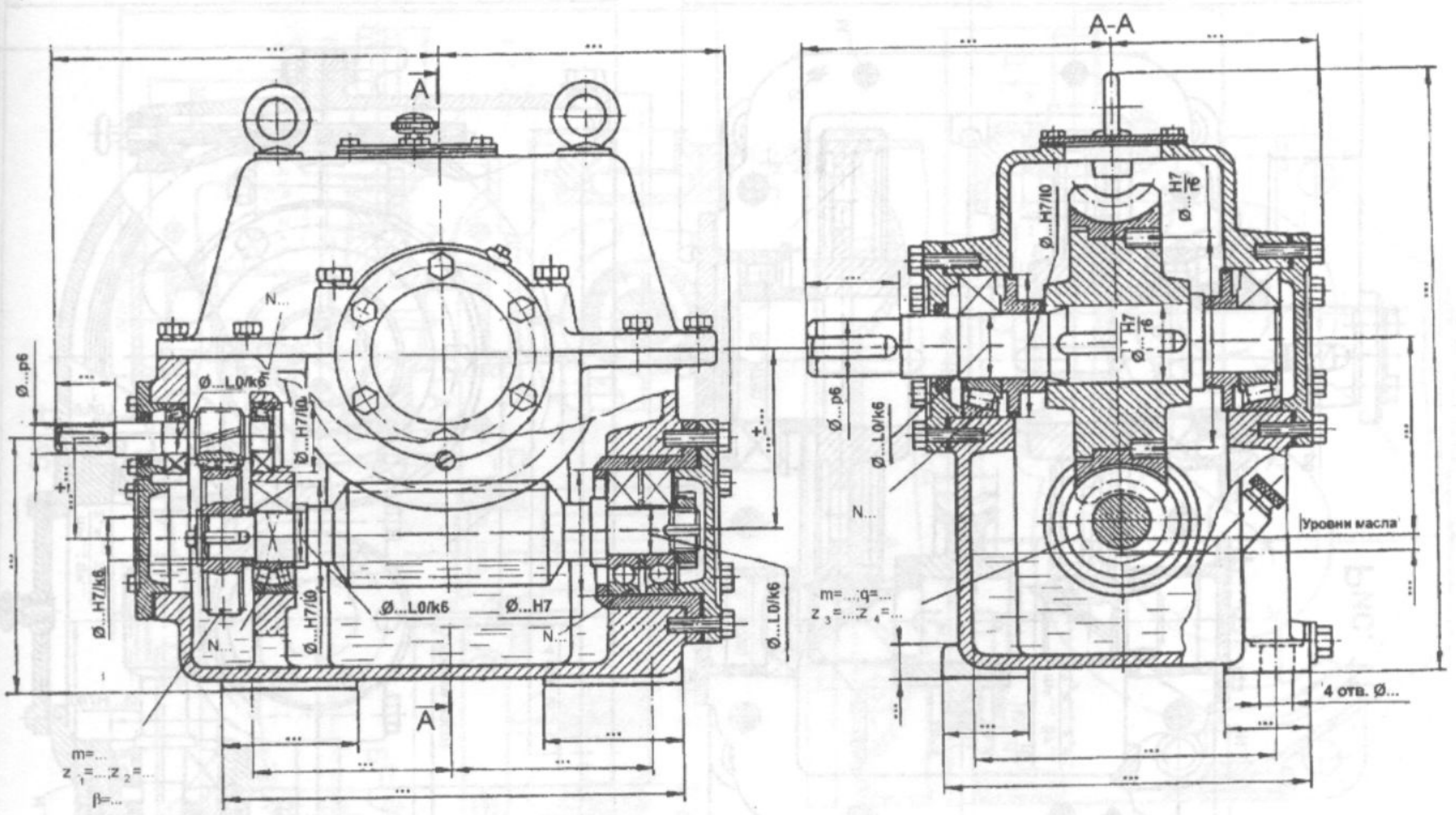


Рис. 13

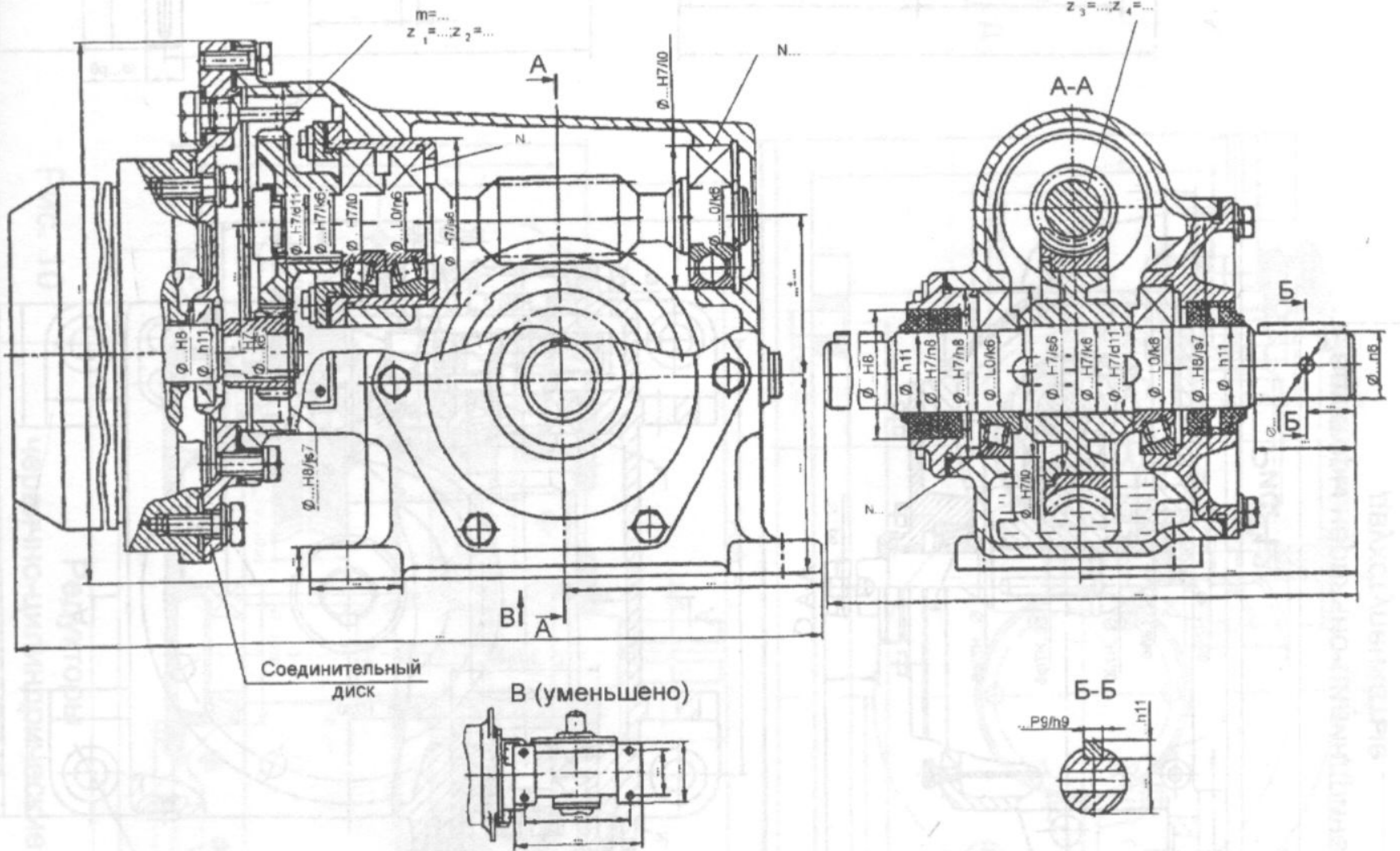


Рис. 14

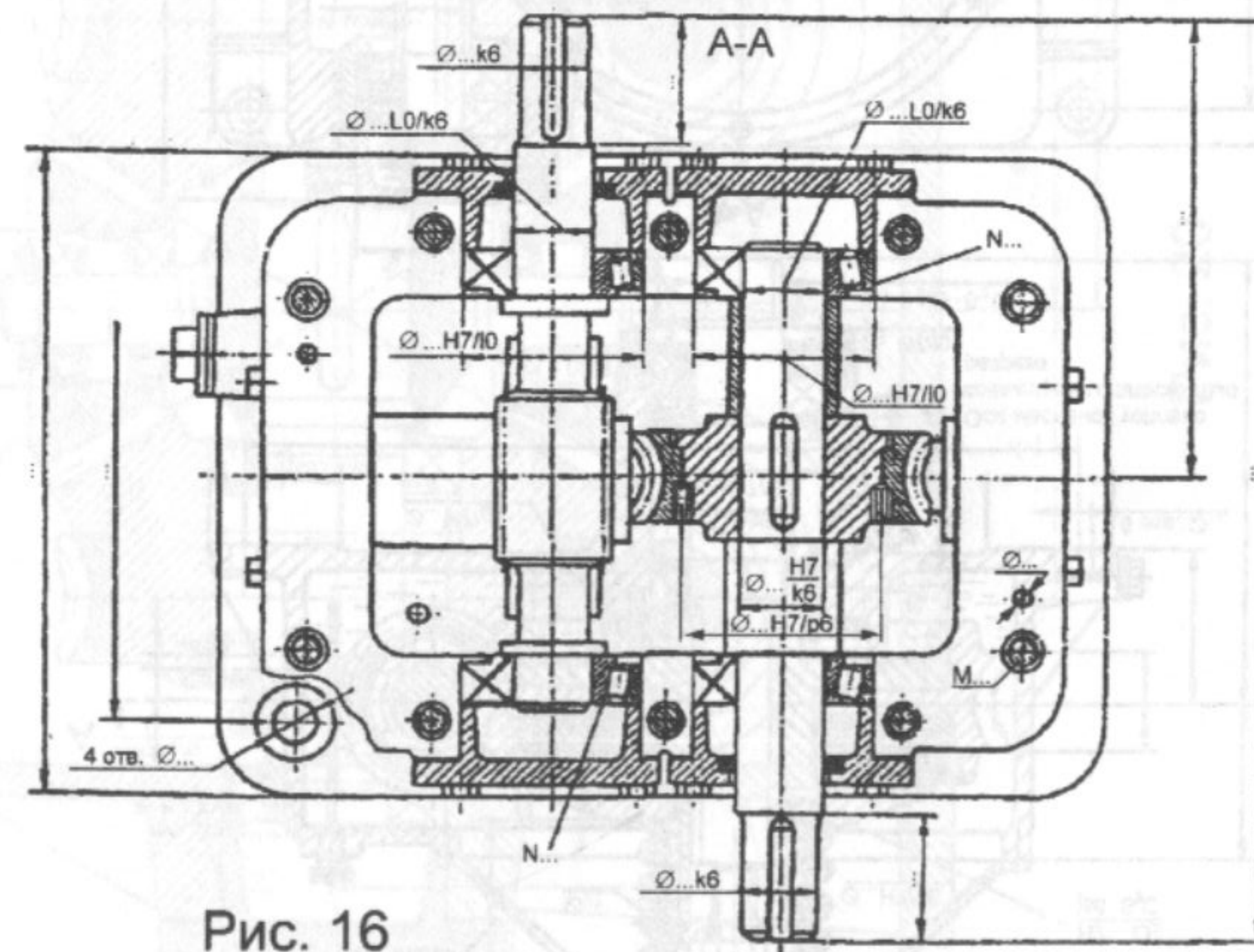
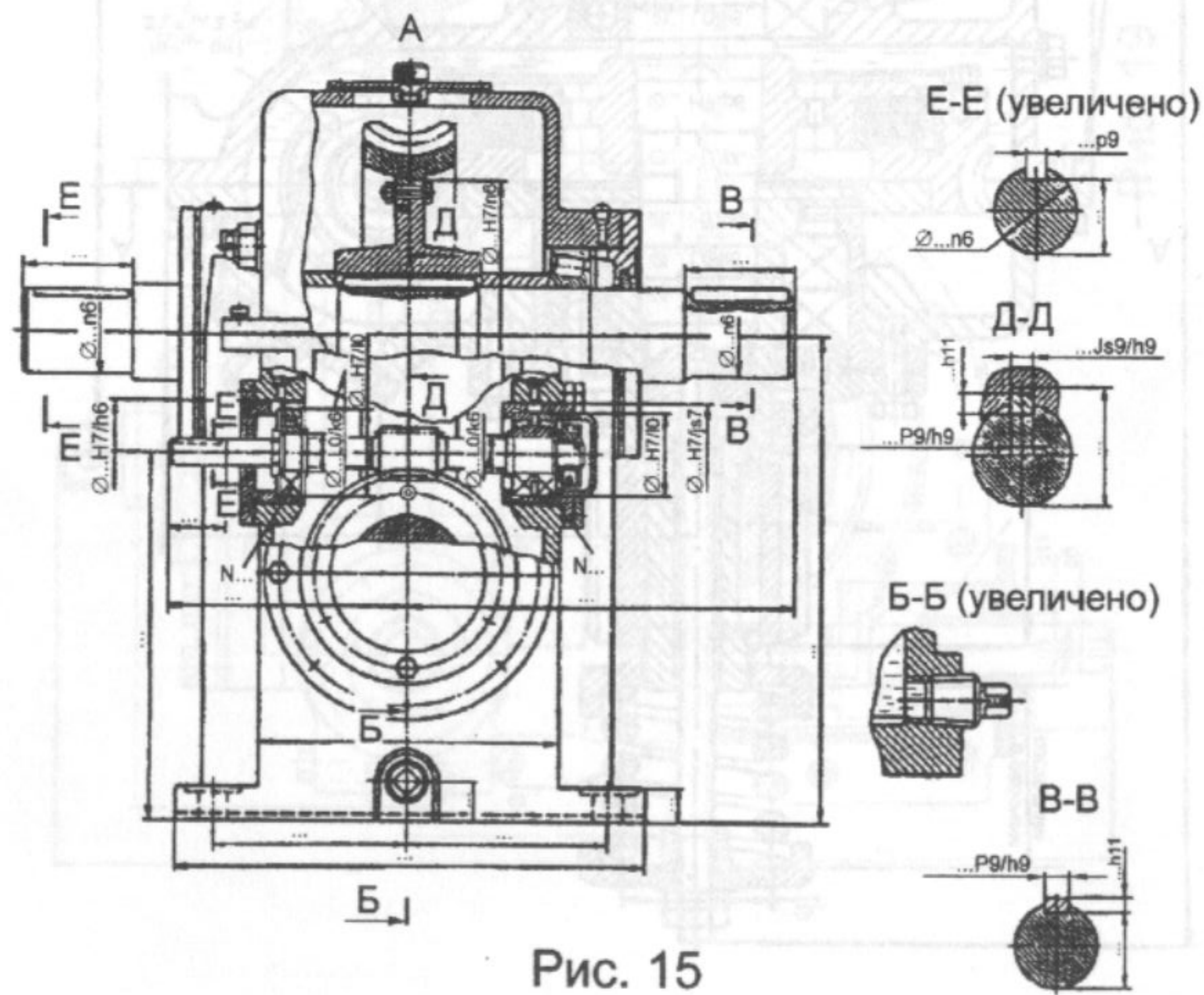
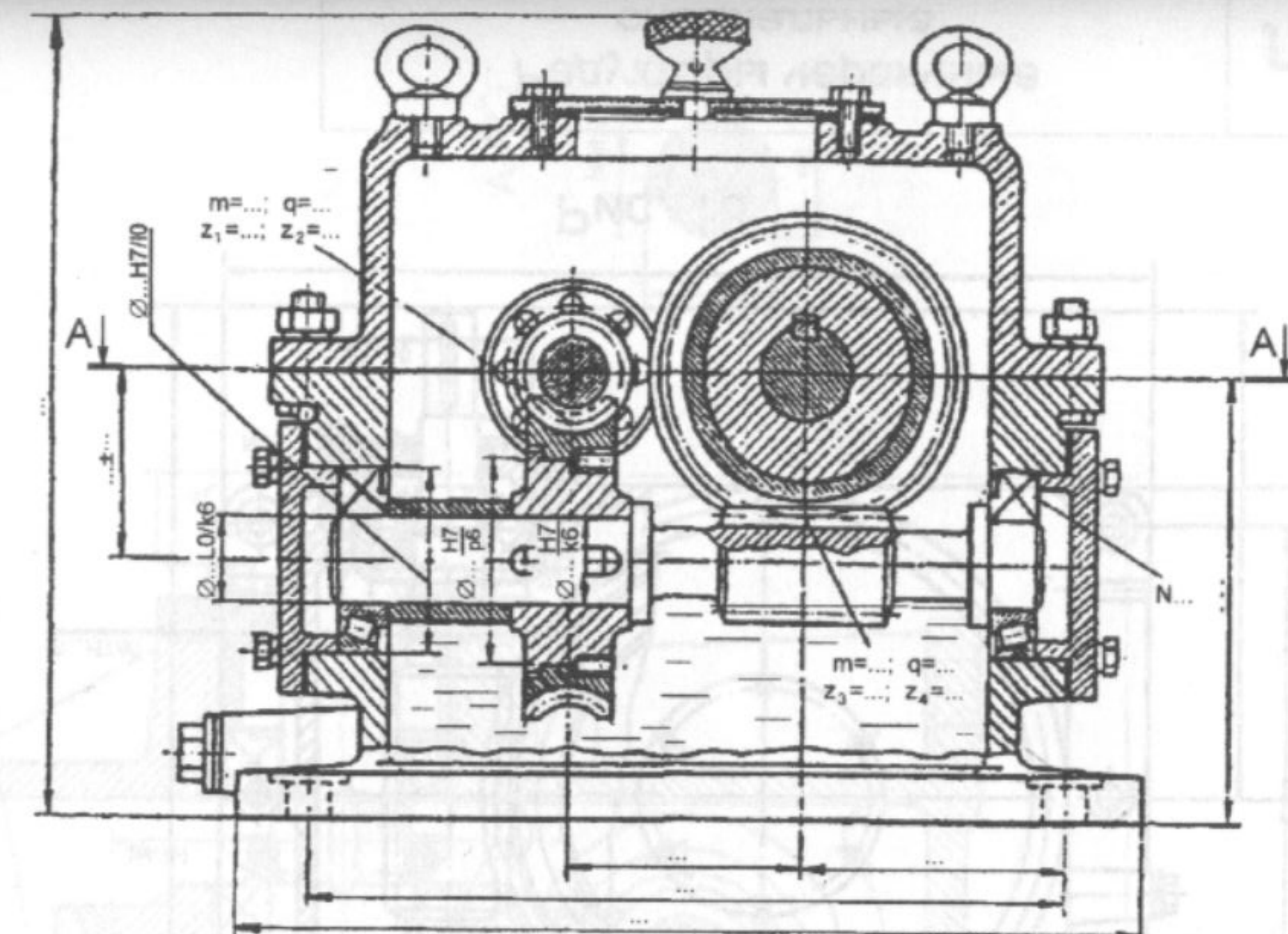
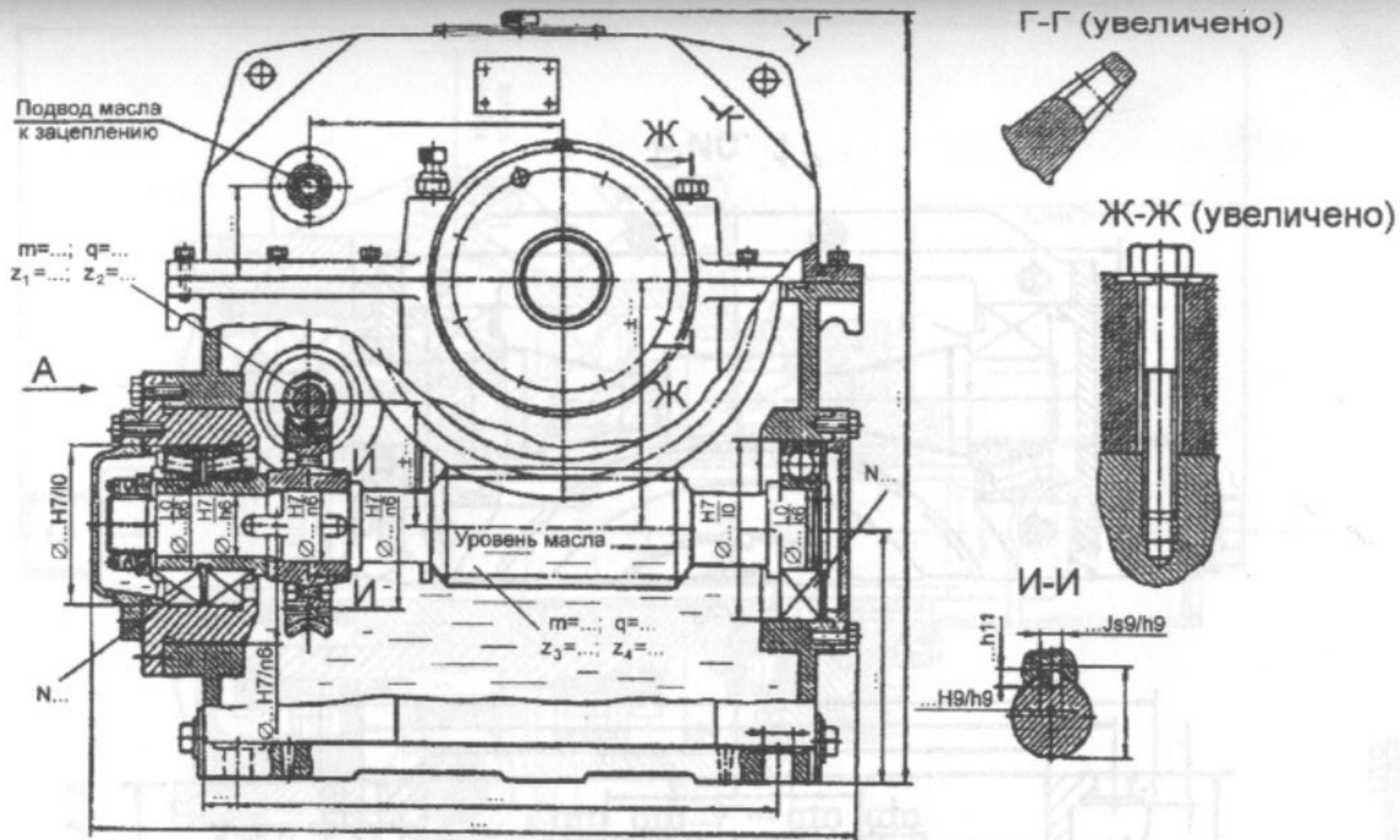


Рис. 15

Рис. 16

Редукторы червячные
двухступенчатые

Лист 30

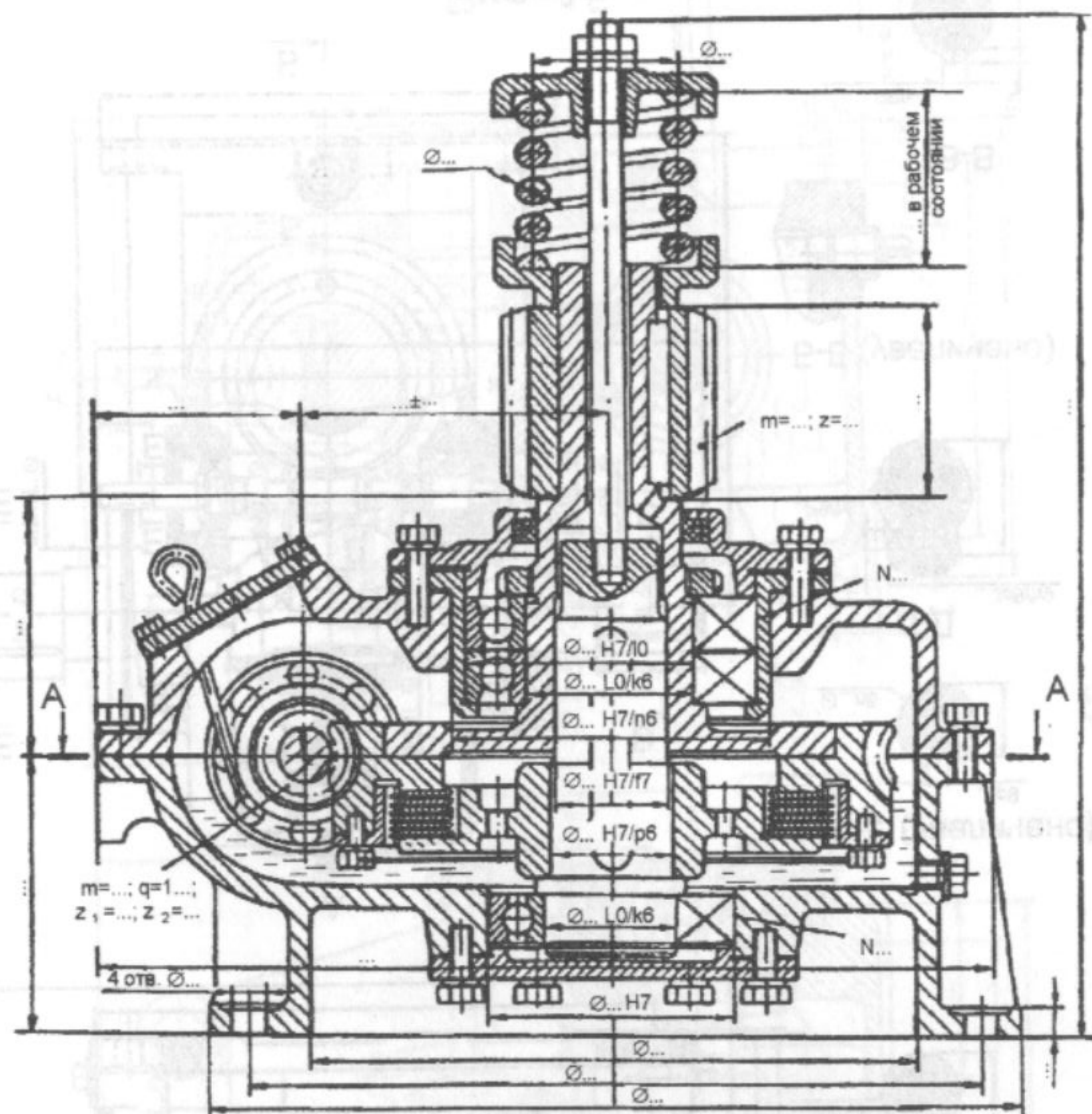


Рис. 17

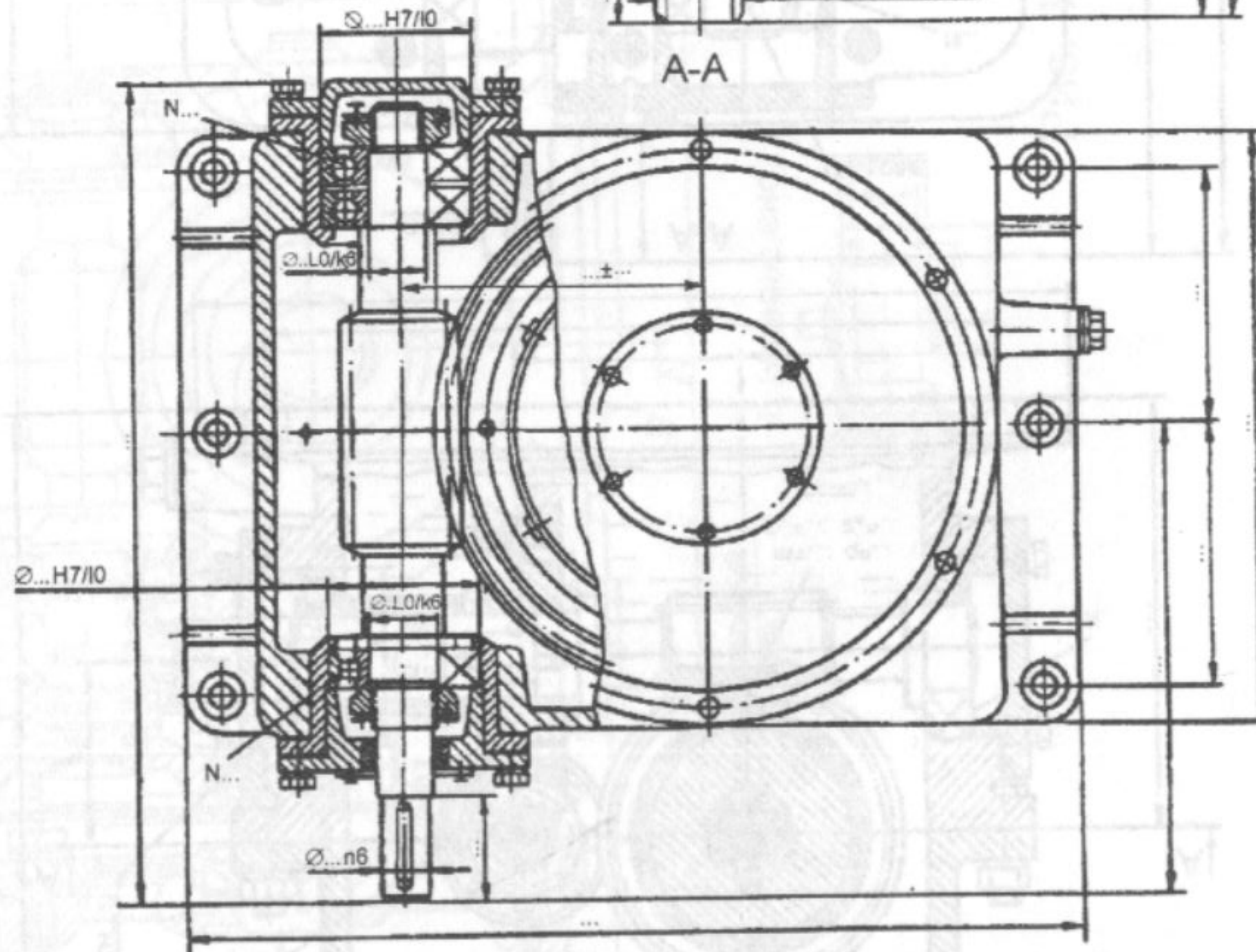
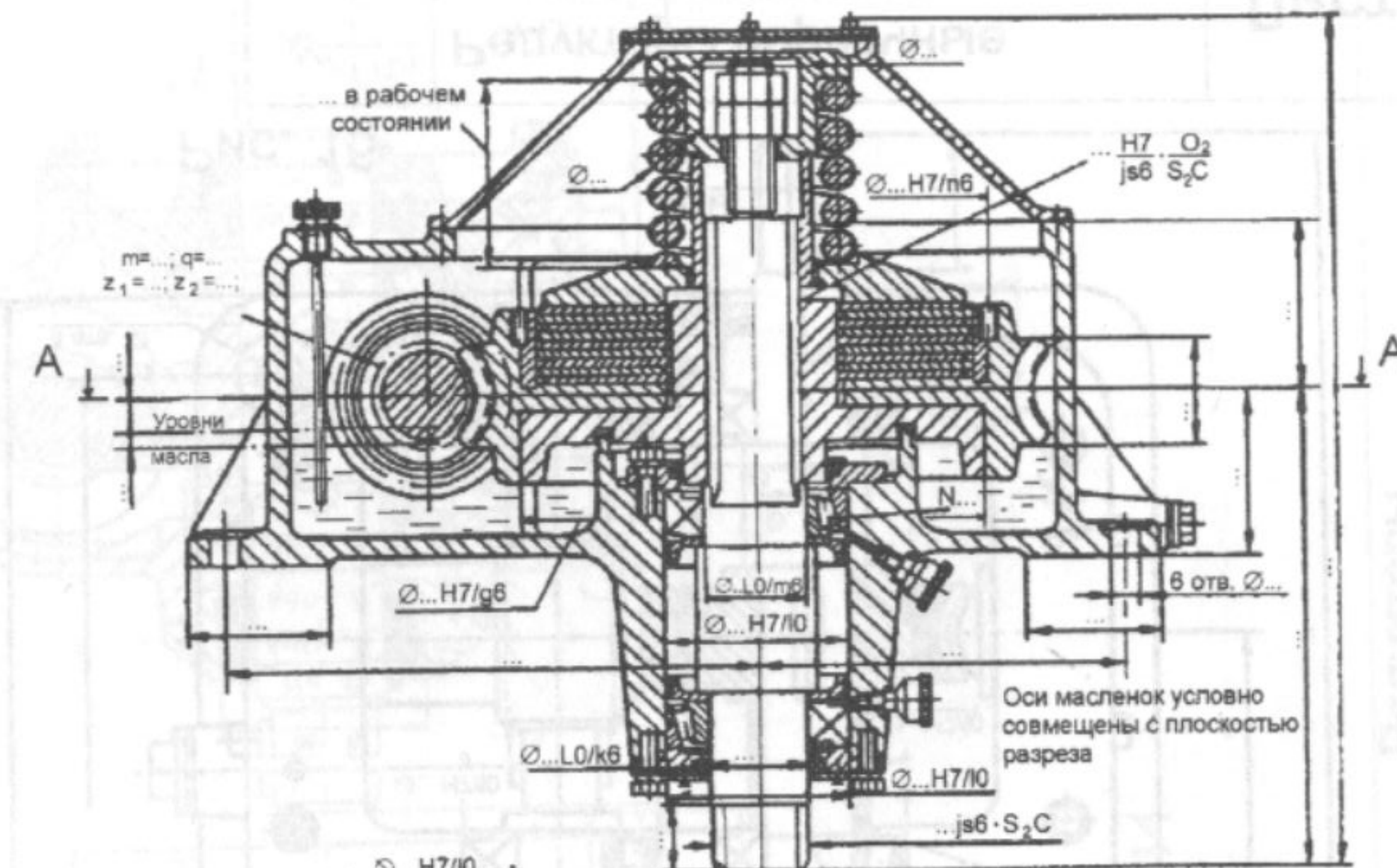
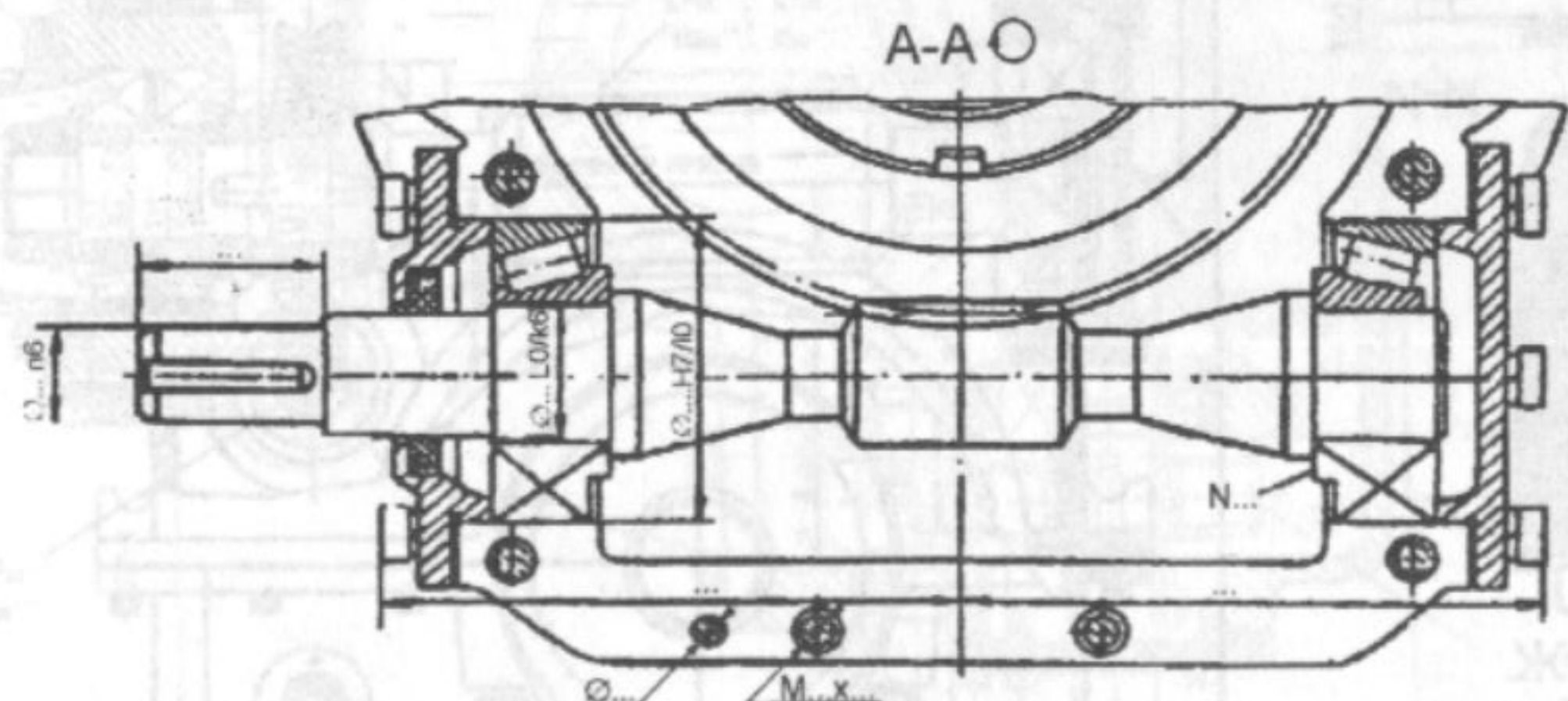


Рис. 18

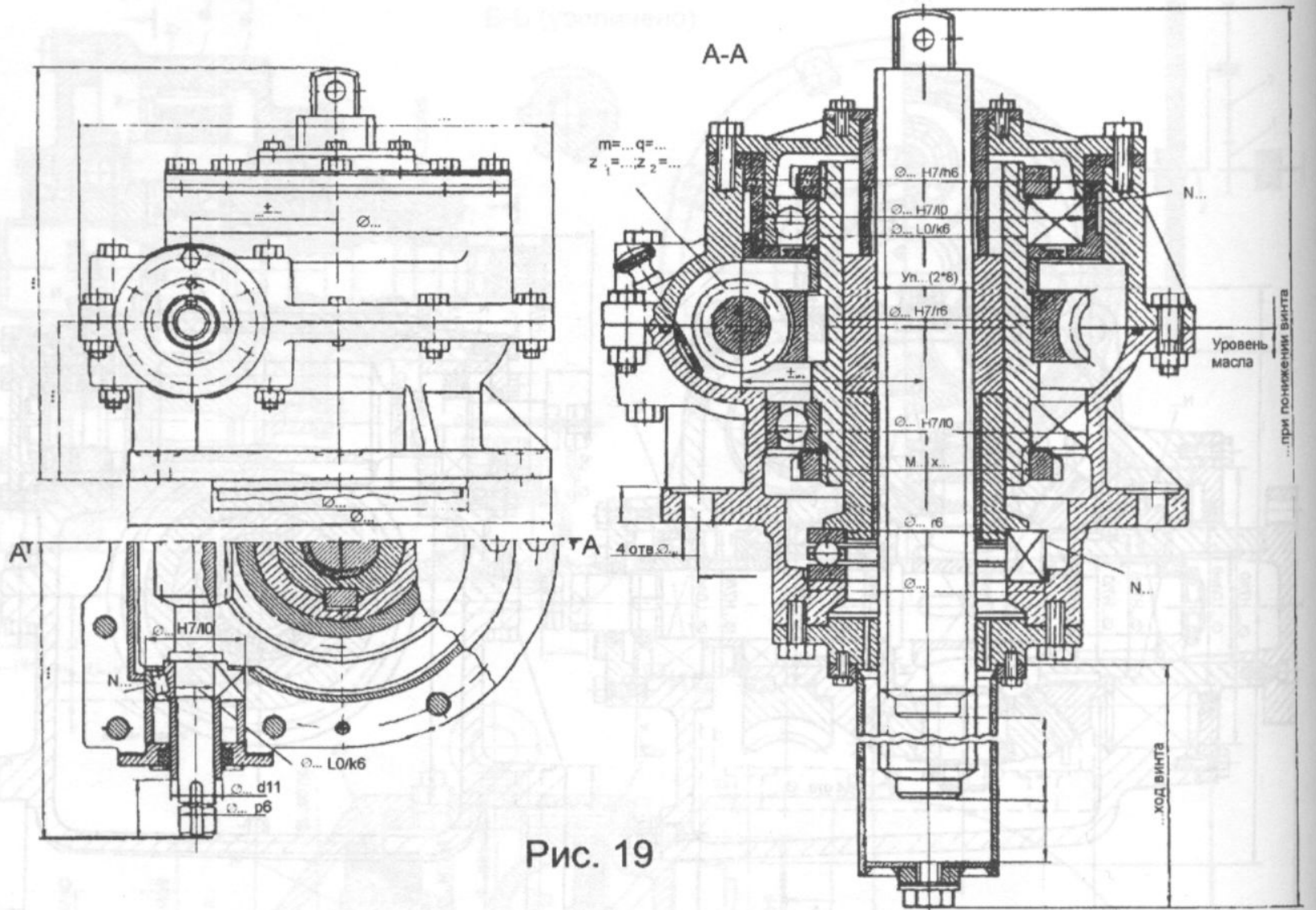


Рис. 19

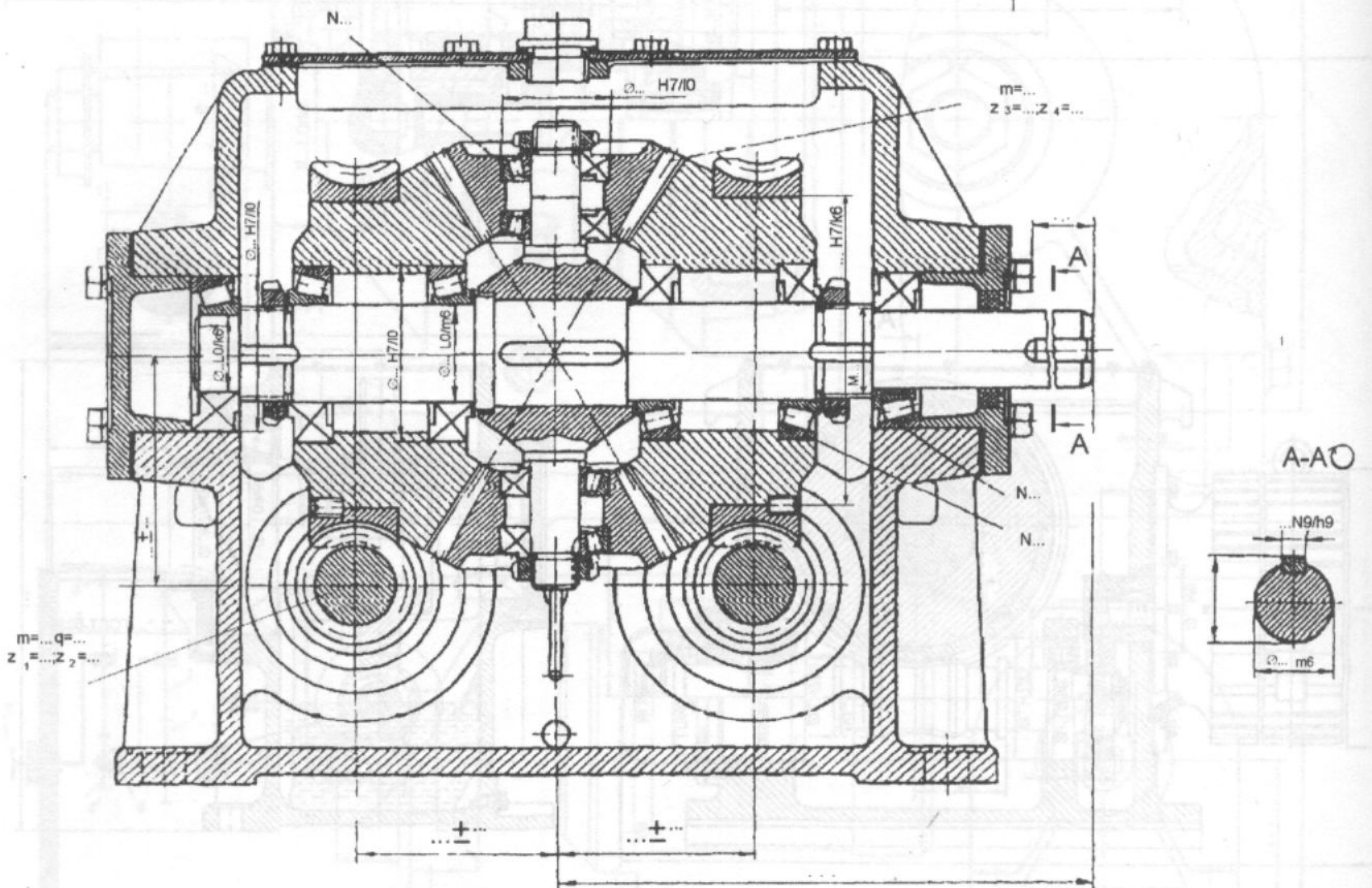


Рис. 20

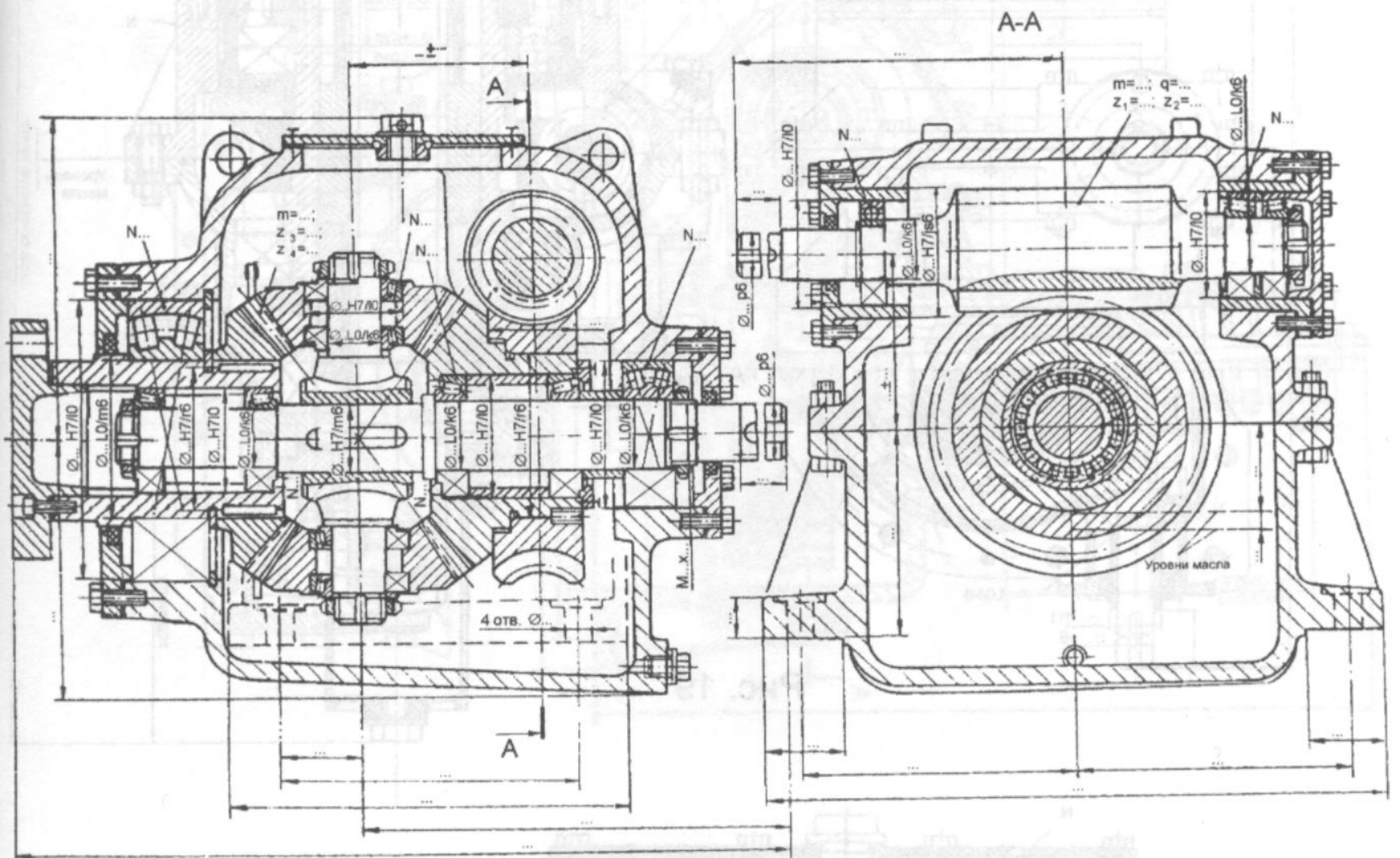


Рис. 21

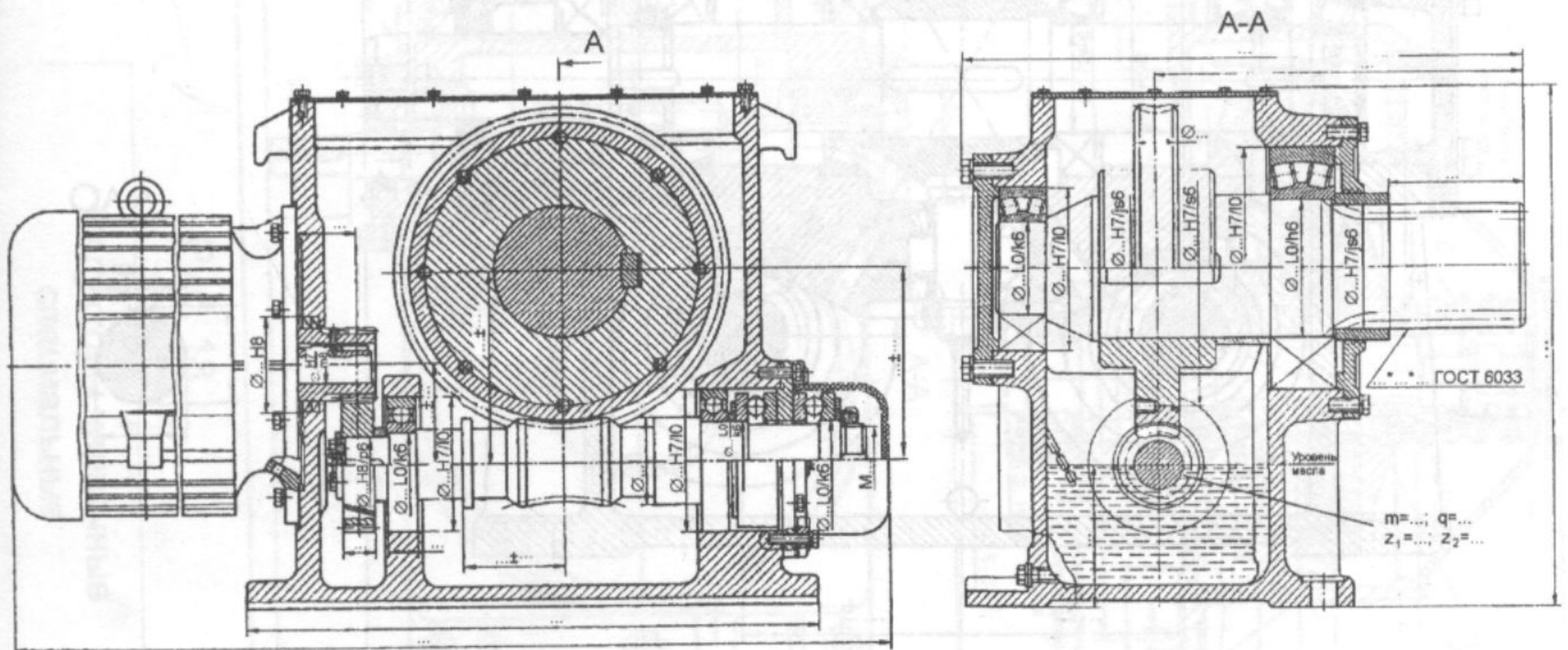
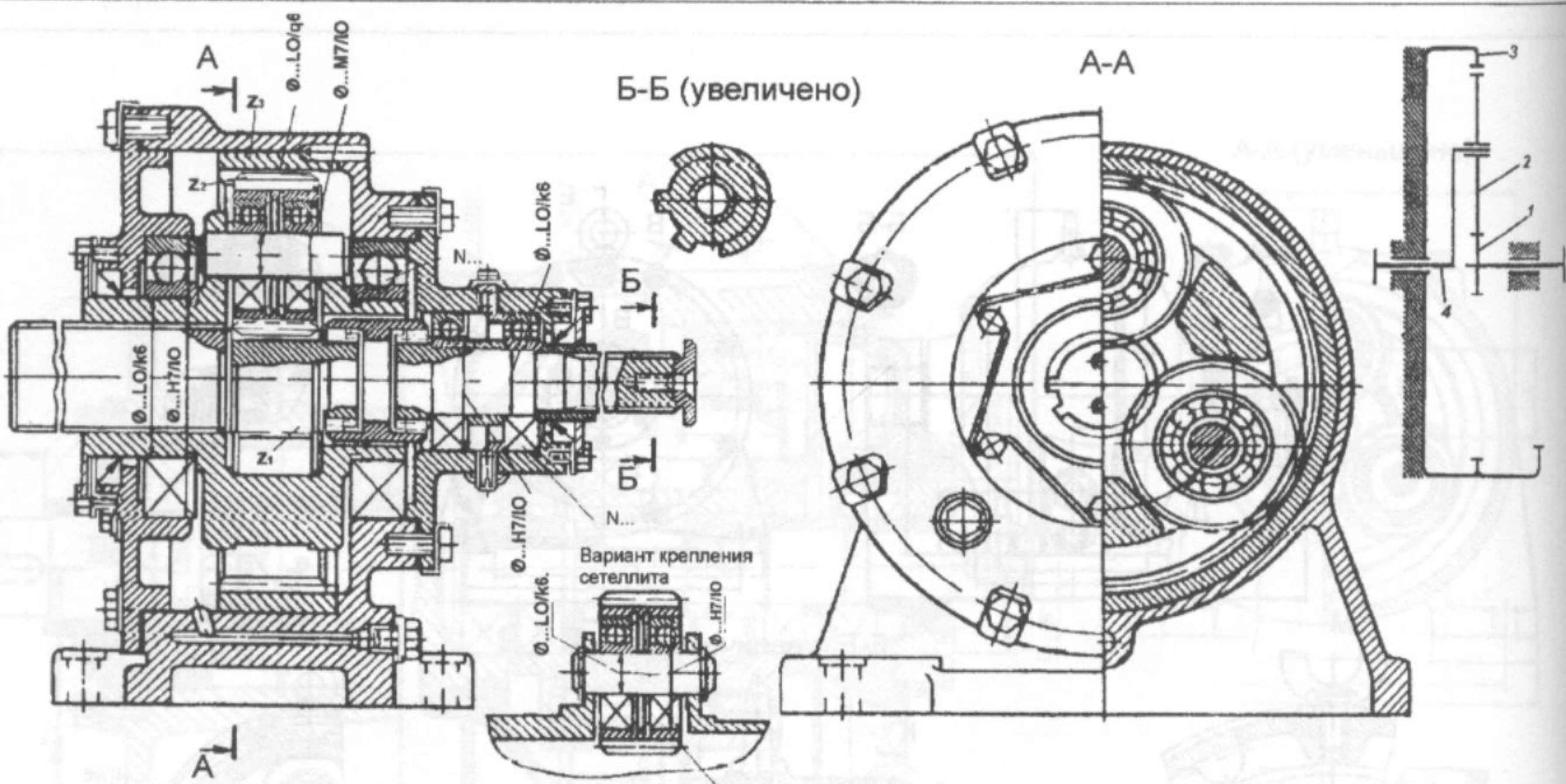
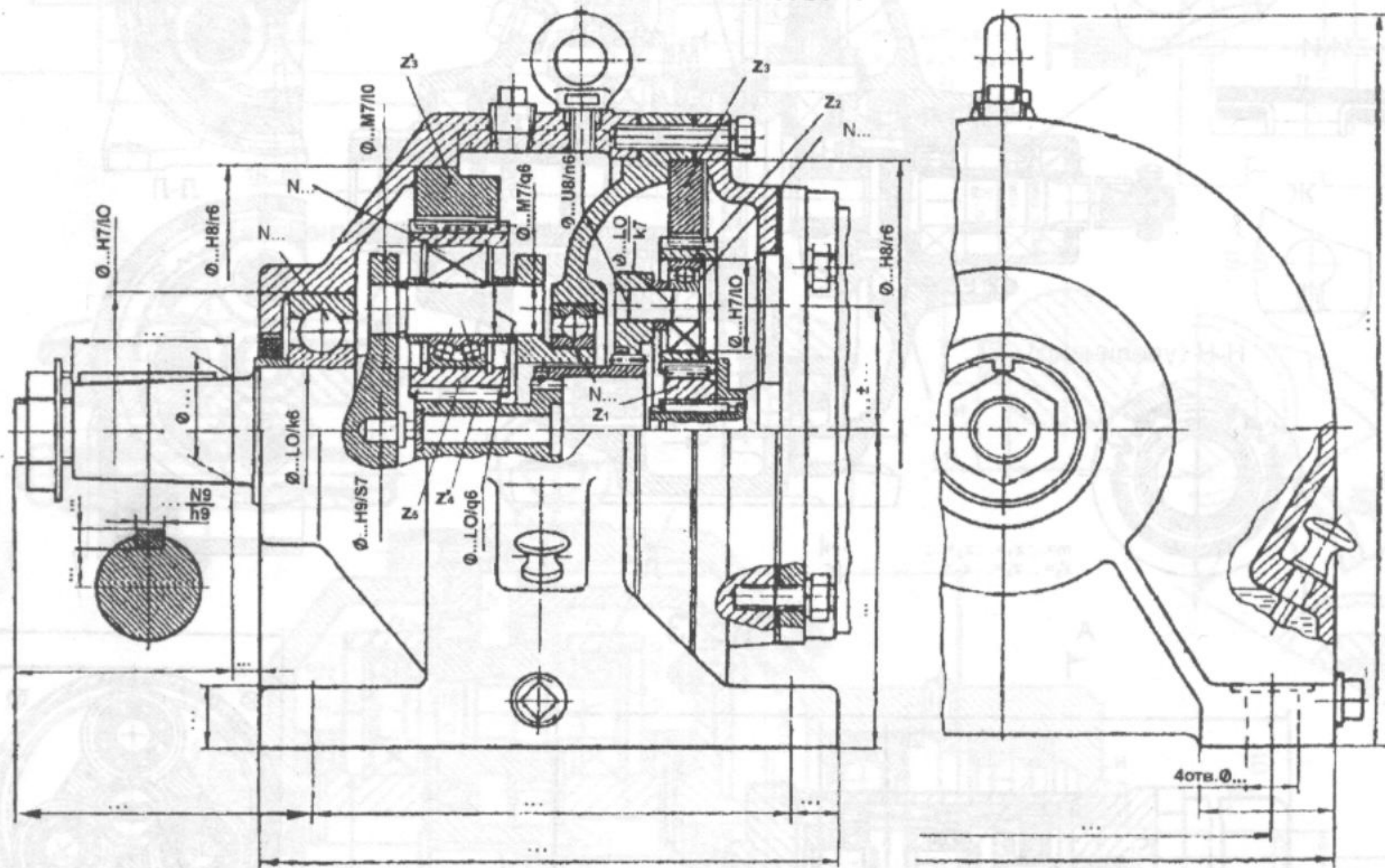


Рис. 22



$m = \dots; z_1 = \dots;$
 $z_2 = \dots; z_3 = \dots; U_{11} = \frac{z_1}{z_2} = 1 + \frac{z_1}{z_3}$

Рис. 1



Модуль $m = \dots$
 $z_1 = \dots; z_2 = \dots; z_3 = \dots;$
 $z_4 = \dots; z_5 = \dots; z_6 = \dots;$
 $U_{16} = \frac{z_1}{z_6} = (1 + \frac{z_1}{z_2})(1 + \frac{z_2}{z_3})$

Рис. 2

Редукторы планетарные:
 одноступенчатый, двухступенчатый

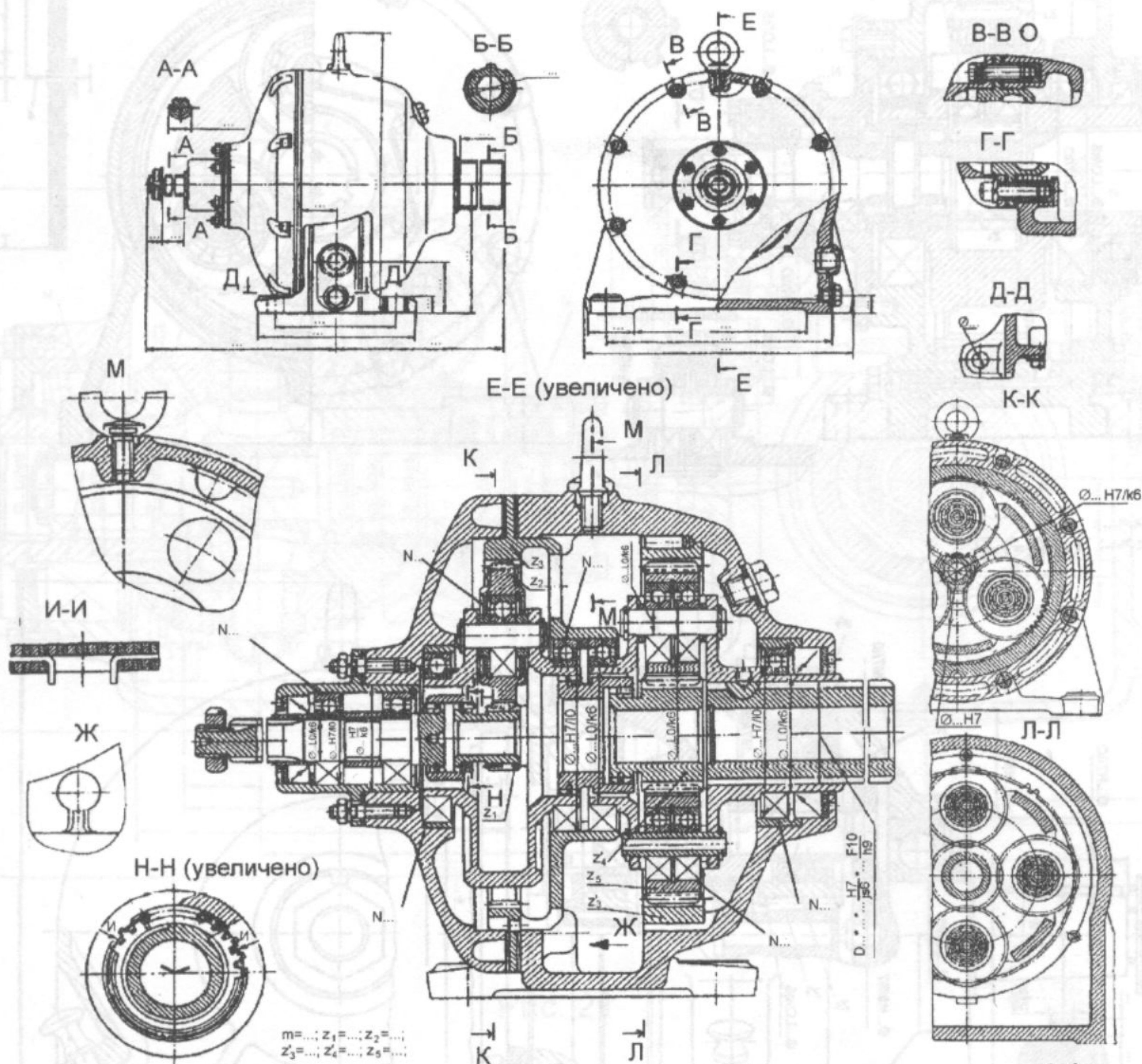


Рис. 3

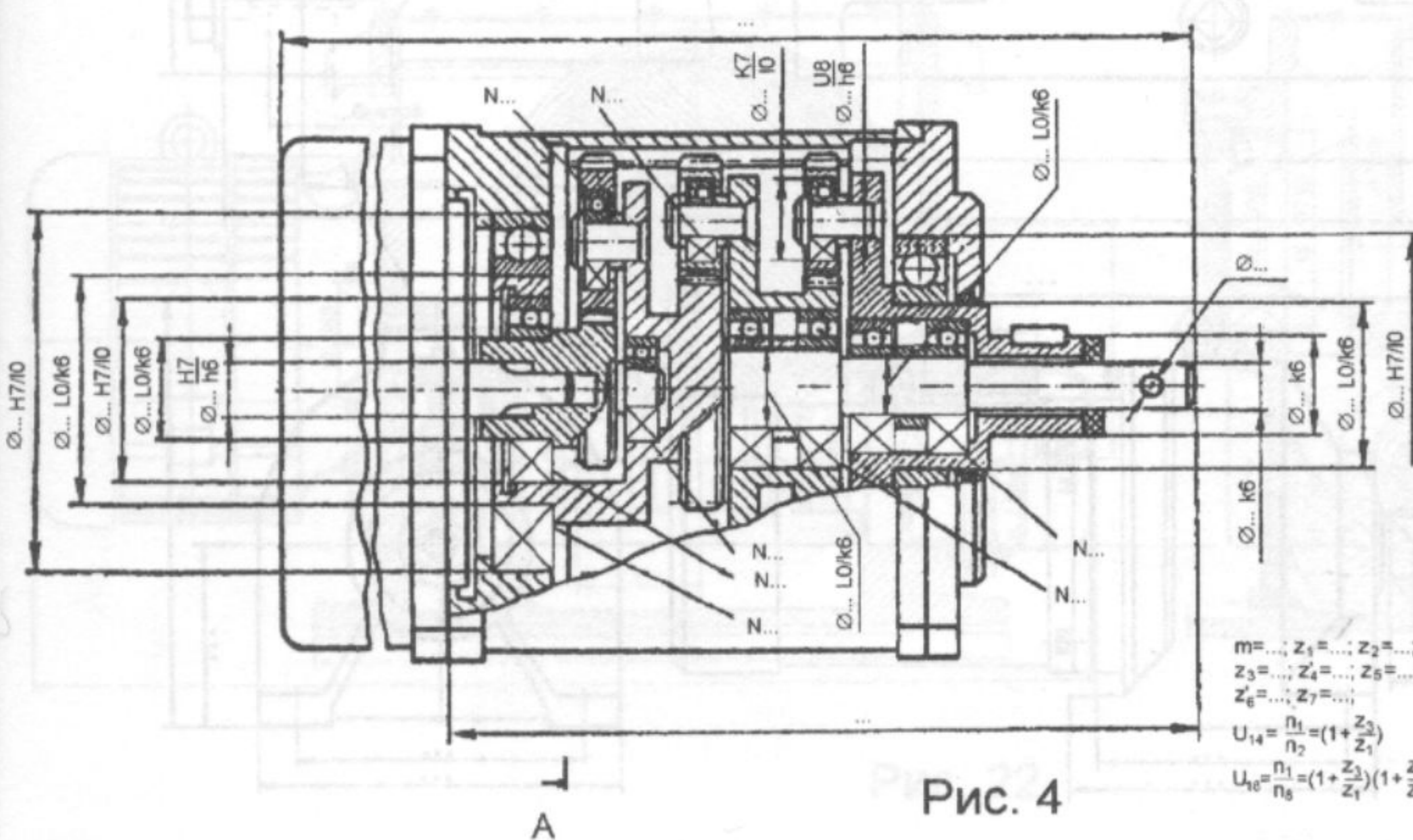


Рис. 4

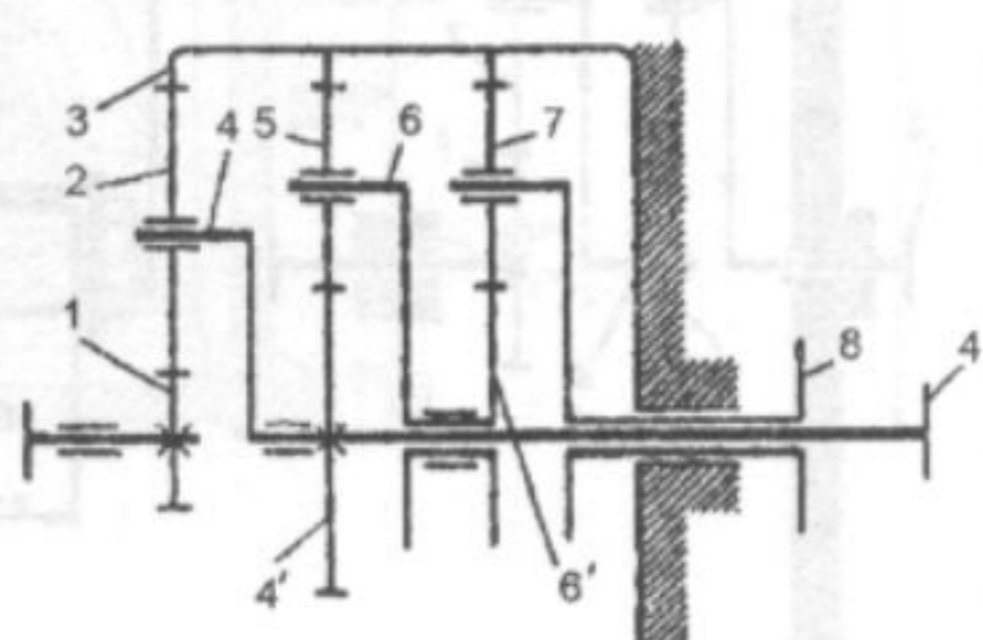
$$m = \dots; z_1 = \dots; z_2 = \dots;$$

$$z_3 = \dots; z_4 = \dots; z_5 = \dots;$$

$$z_6 = \dots; z_7 = \dots;$$

$$U_{14} = \frac{n_1}{n_2} = (1 + \frac{z_3}{z_1})$$

$$U_{16} = \frac{n_1}{n_6} = (1 + \frac{z_3}{z_1})(1 + \frac{z_5}{z_4})(1 + \frac{z_7}{z_6})$$



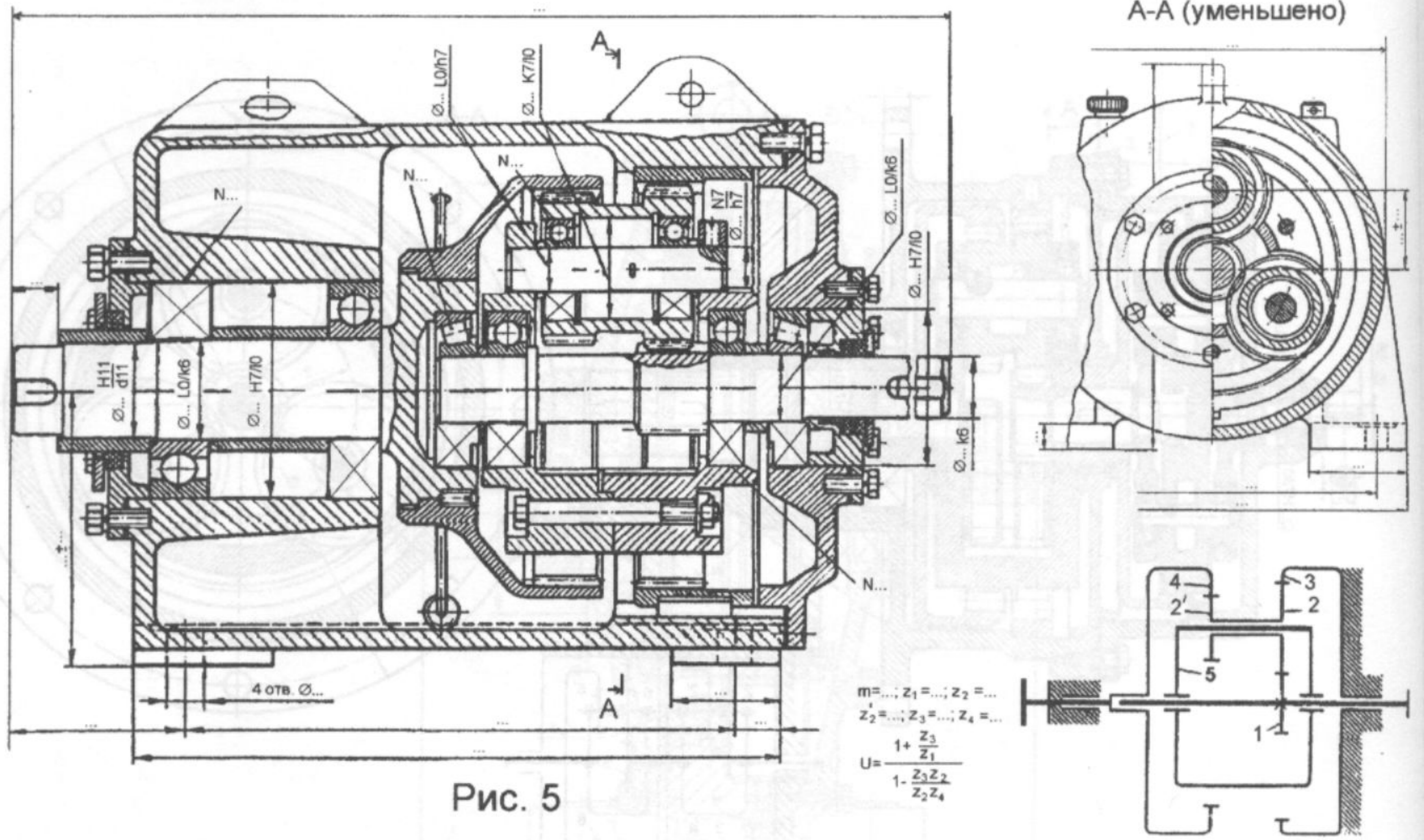


Рис. 5

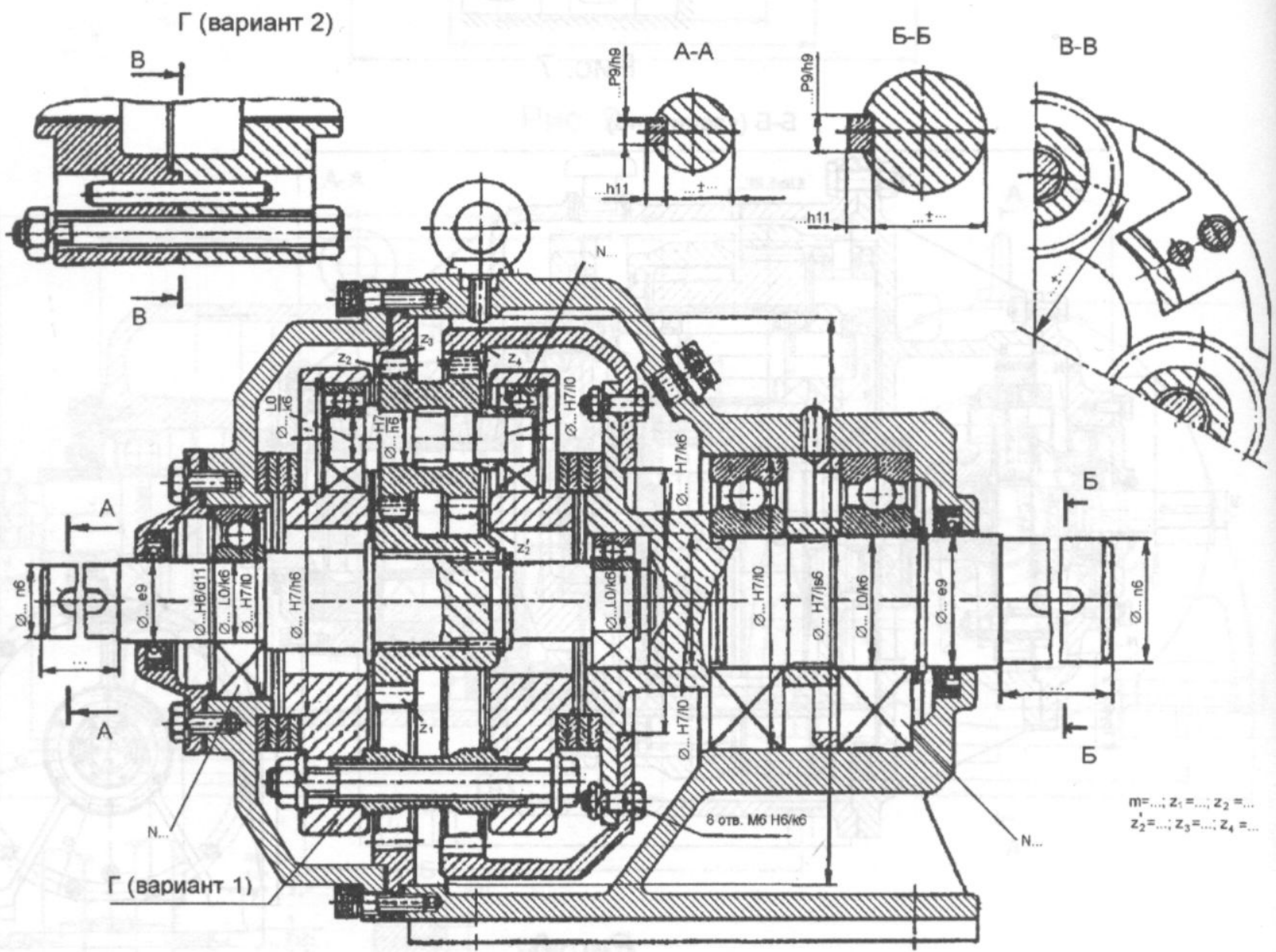


Рис. 6

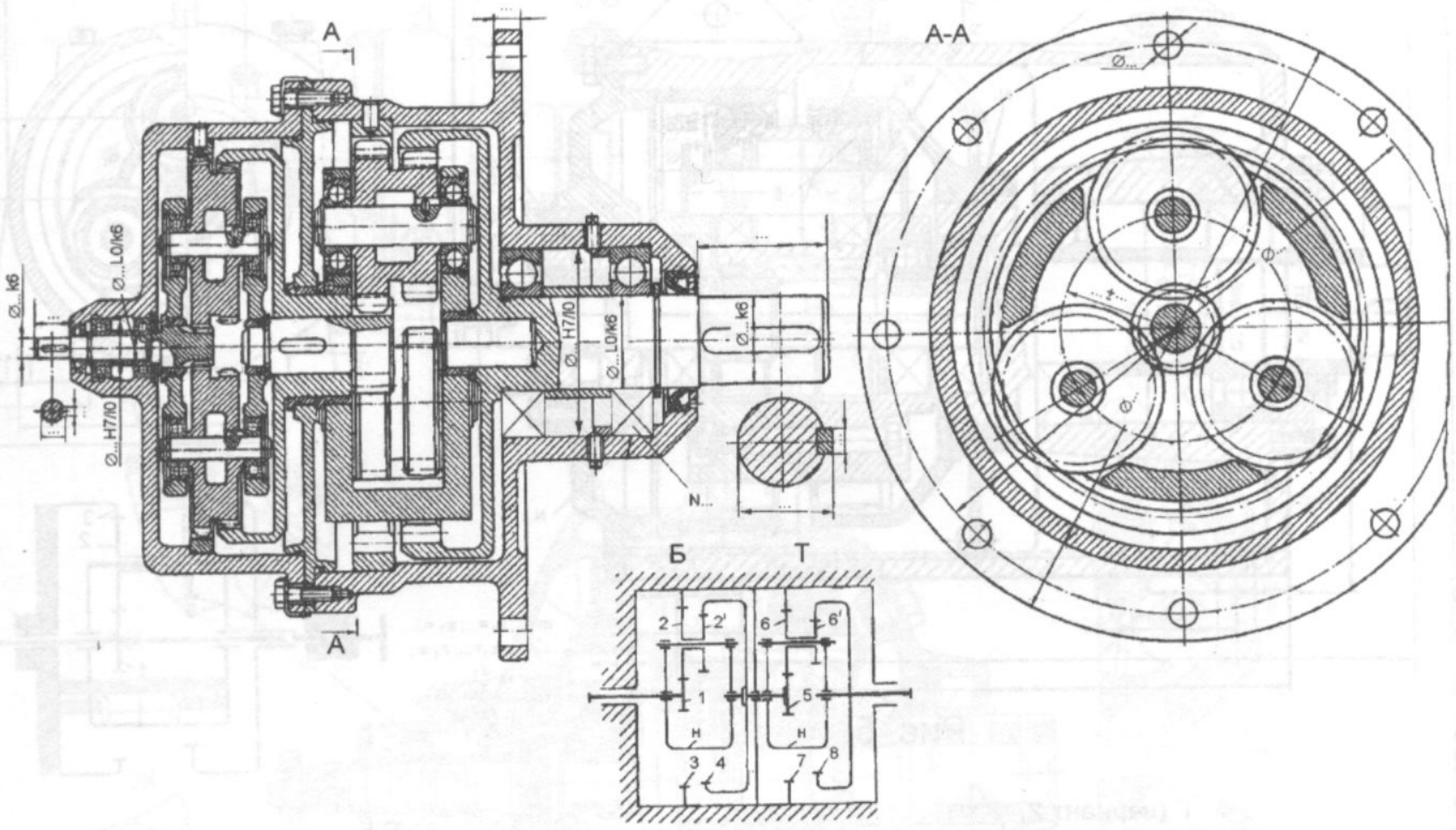


Рис. 7

Б-Б (увеличено)

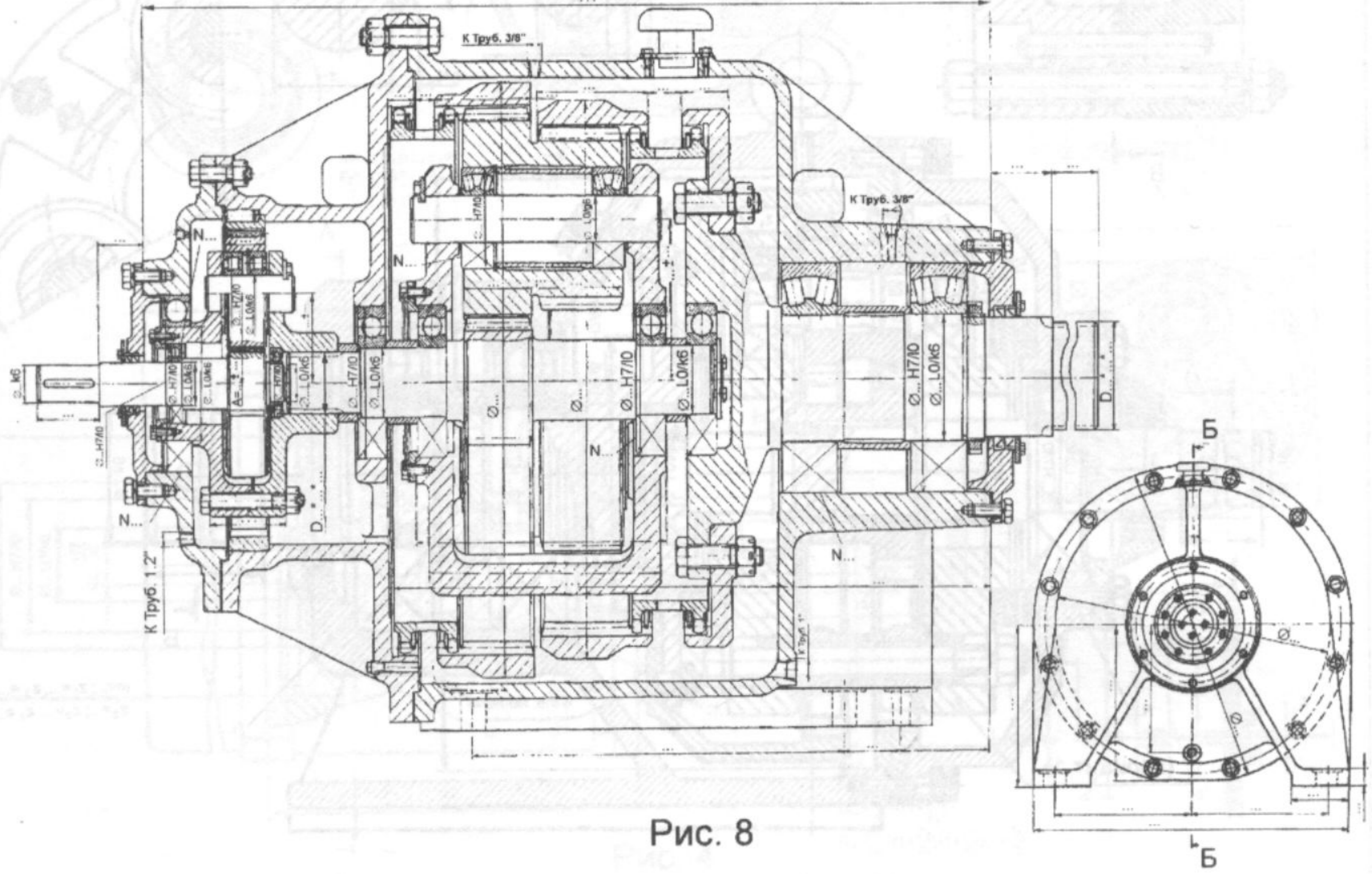


Рис. 8

69

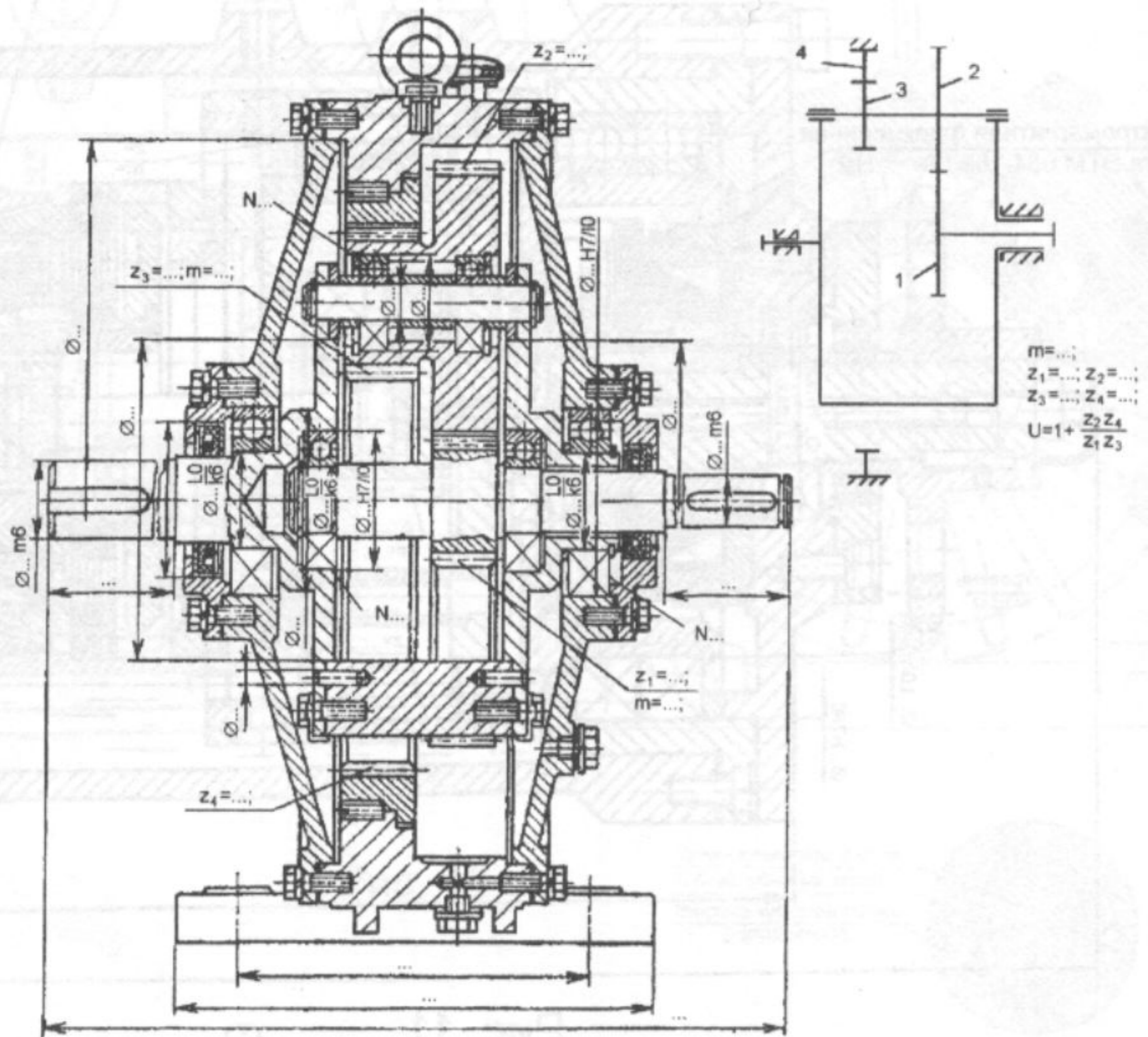


Рис. 9

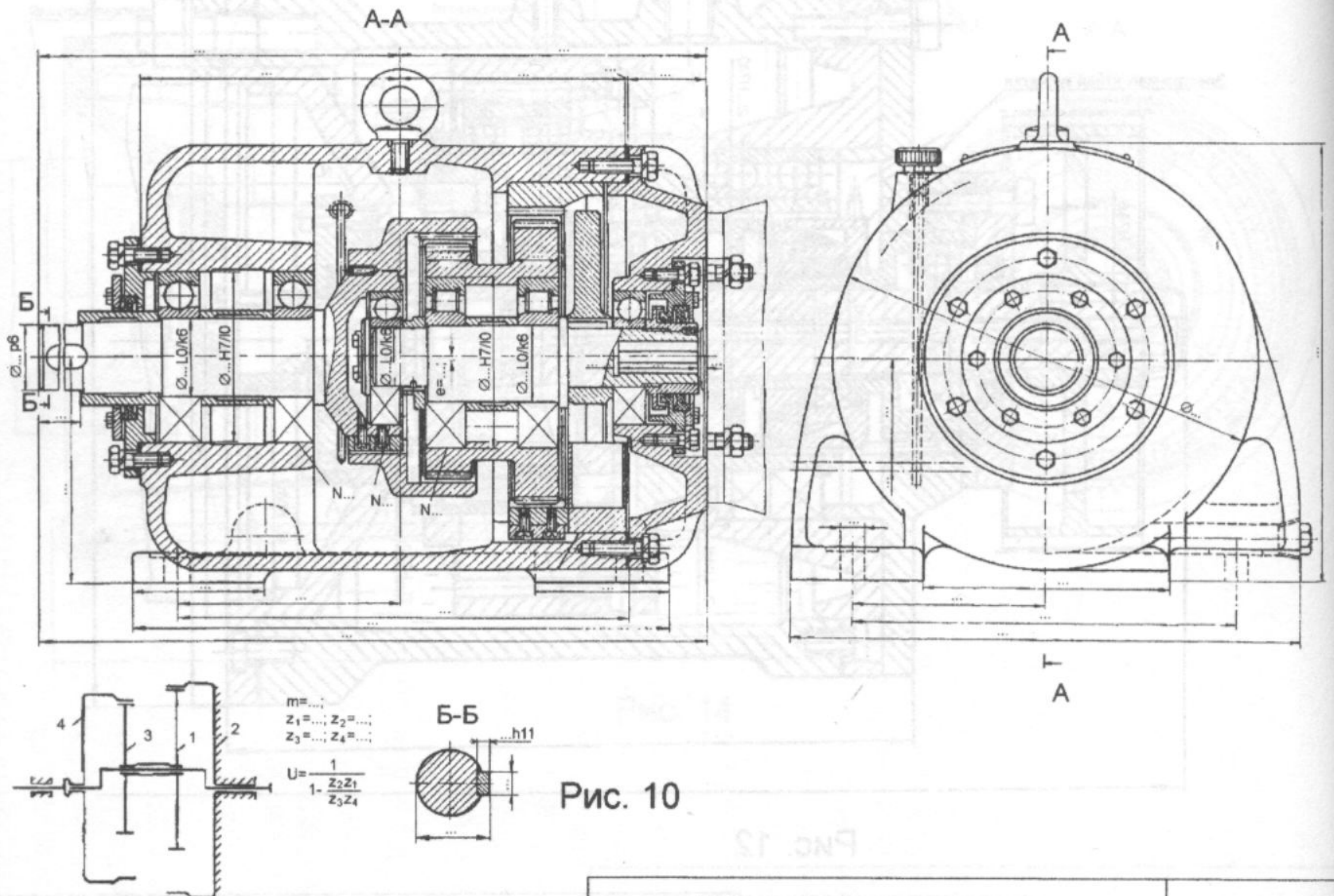


Рис. 10

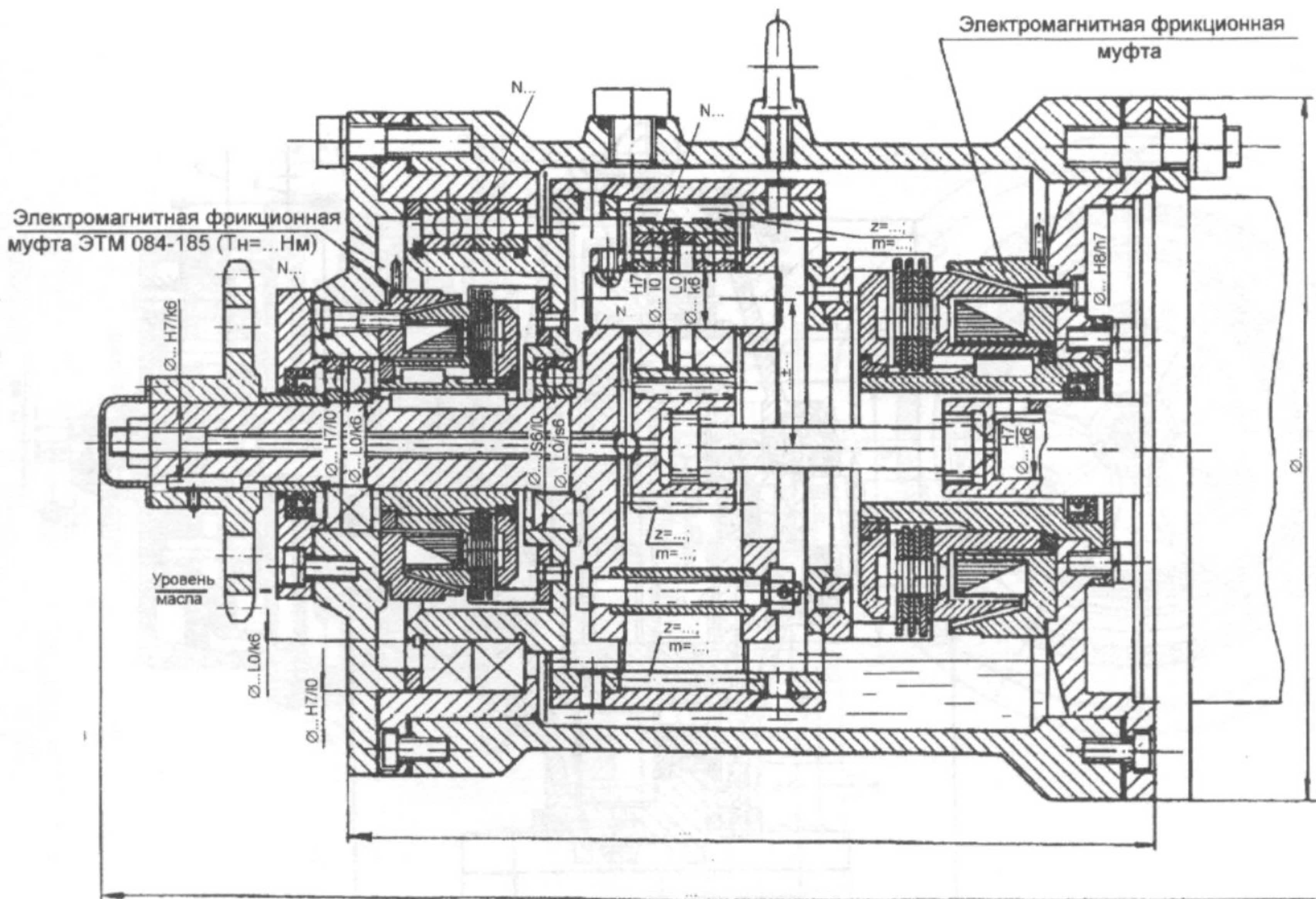


Рис. 11

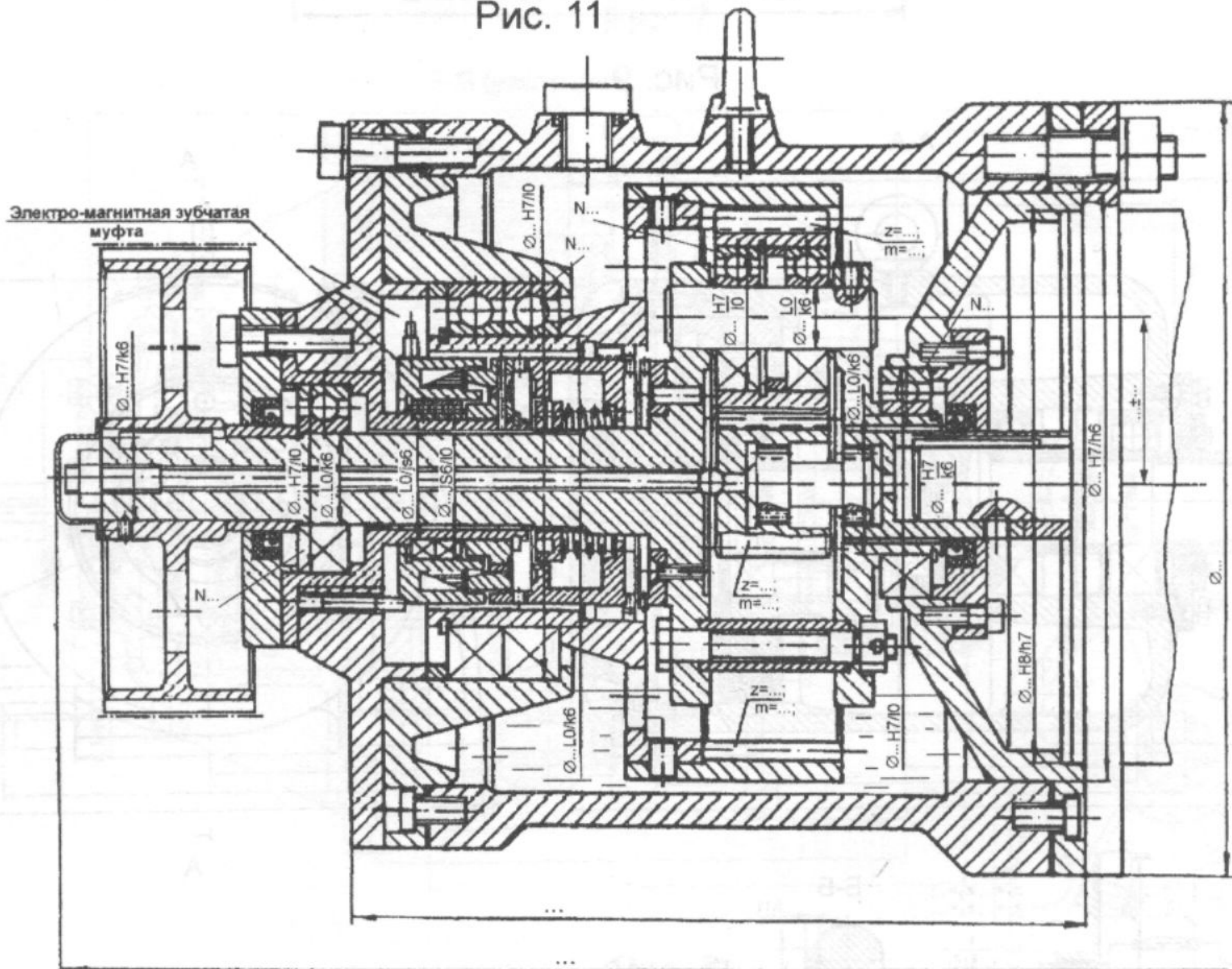
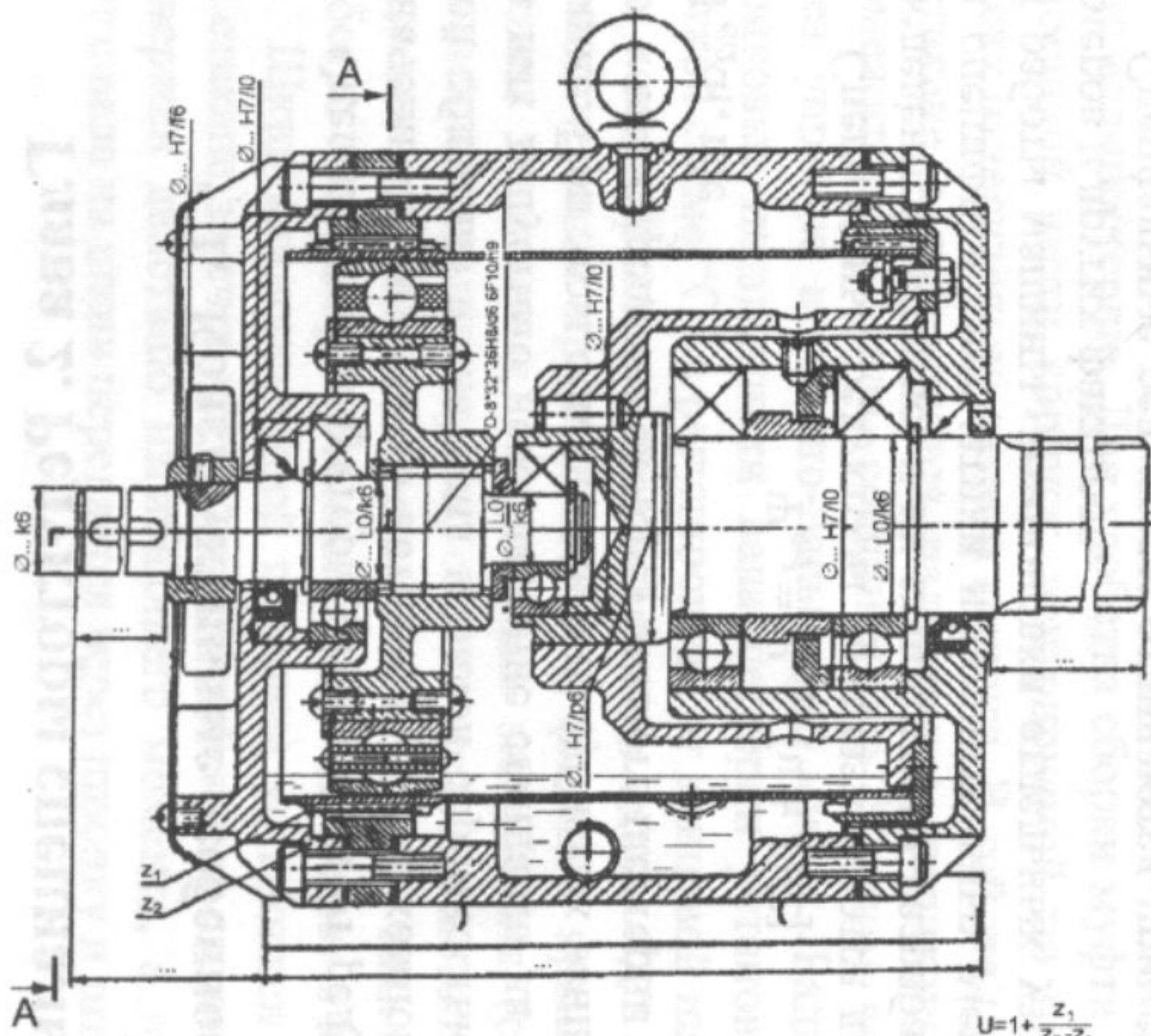
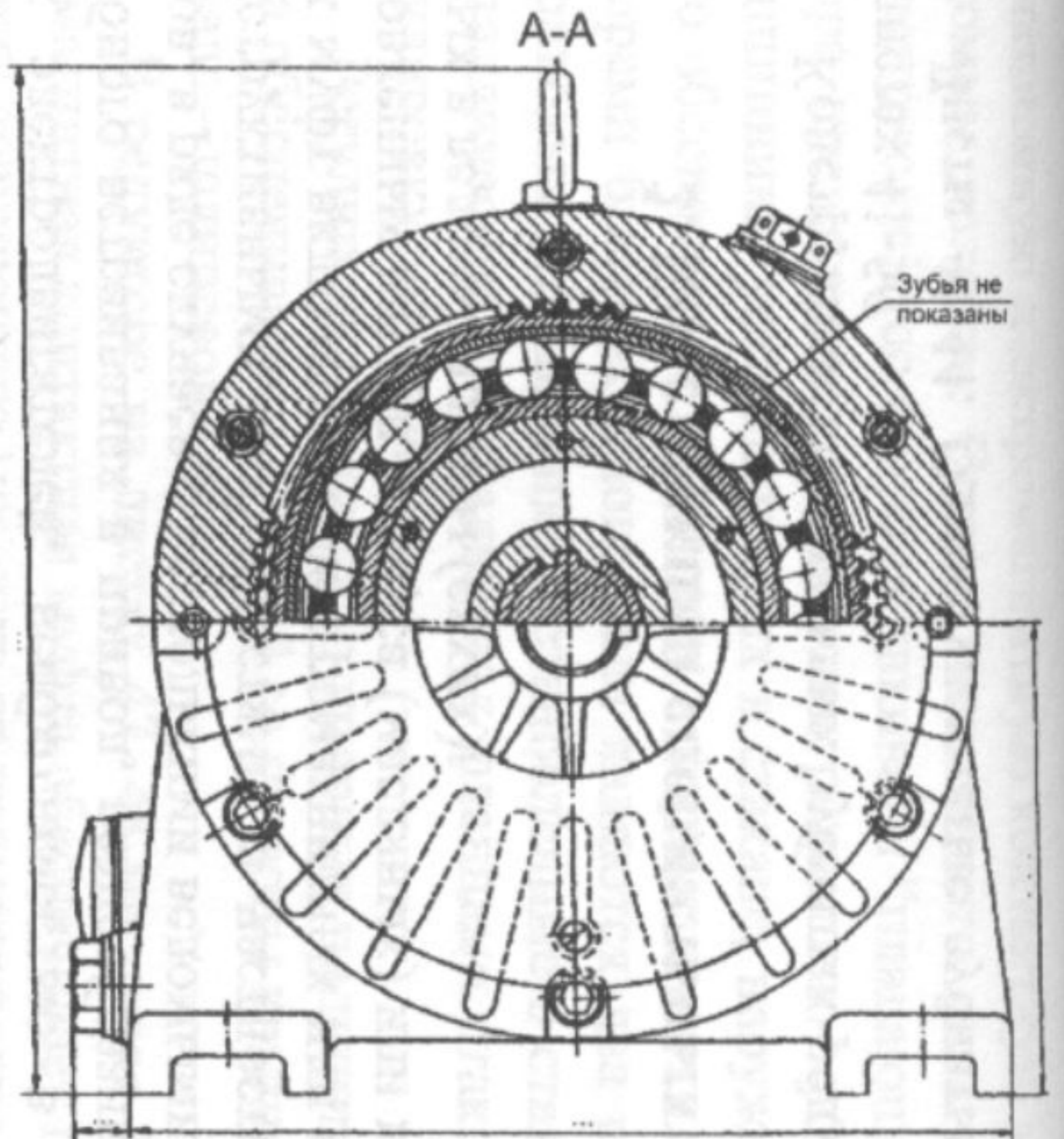


Рис. 12

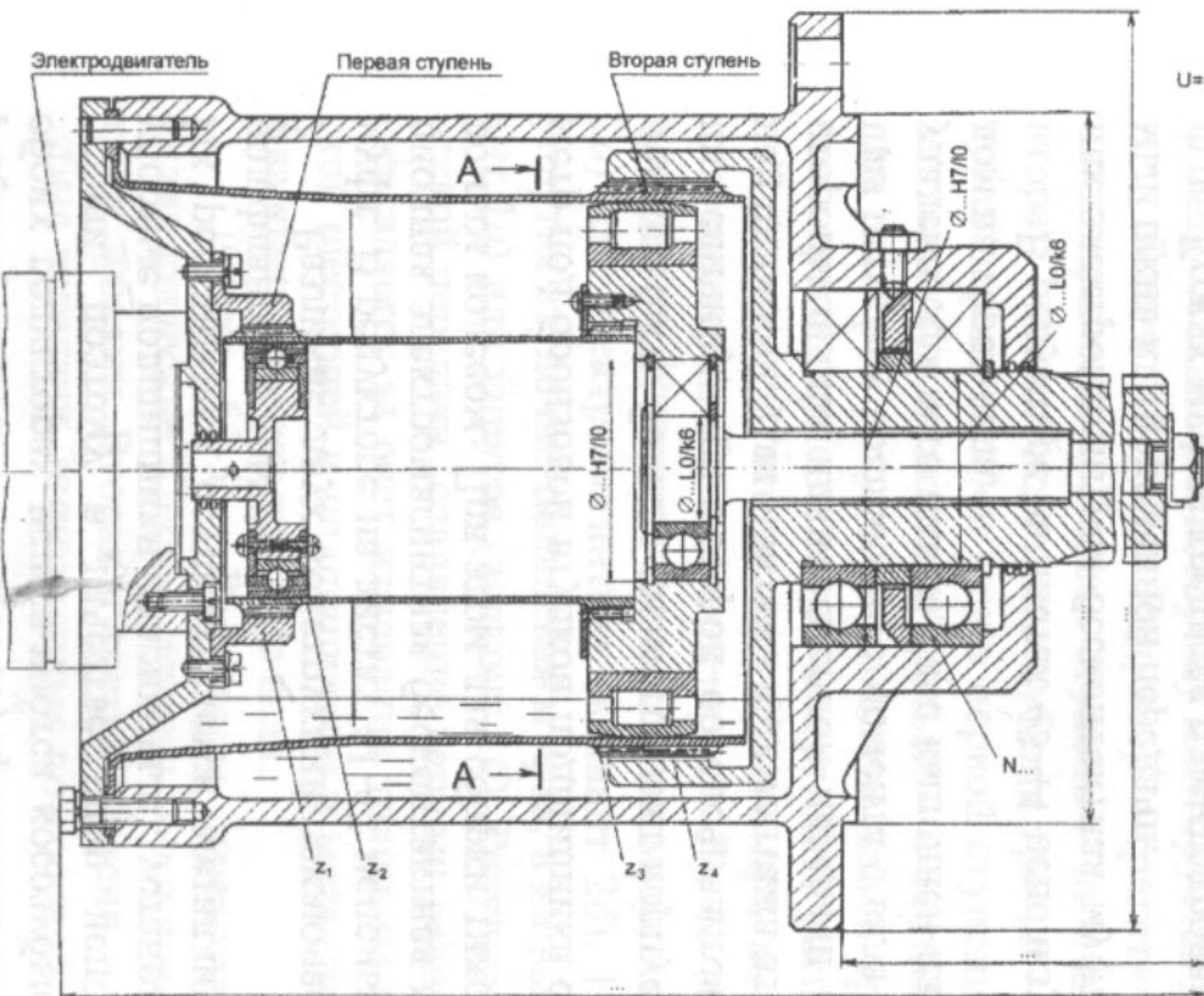
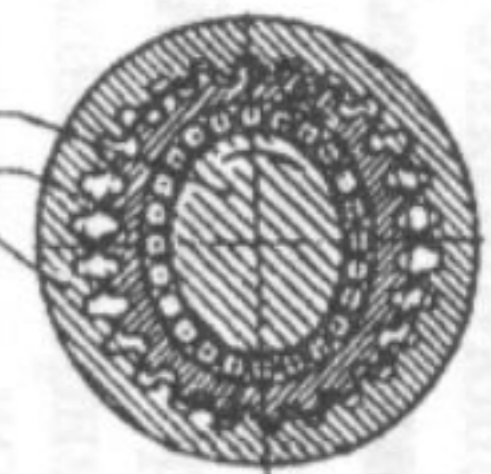


$$U = 1 + \frac{z_1}{z_2 - z_1}$$

Рис. 13

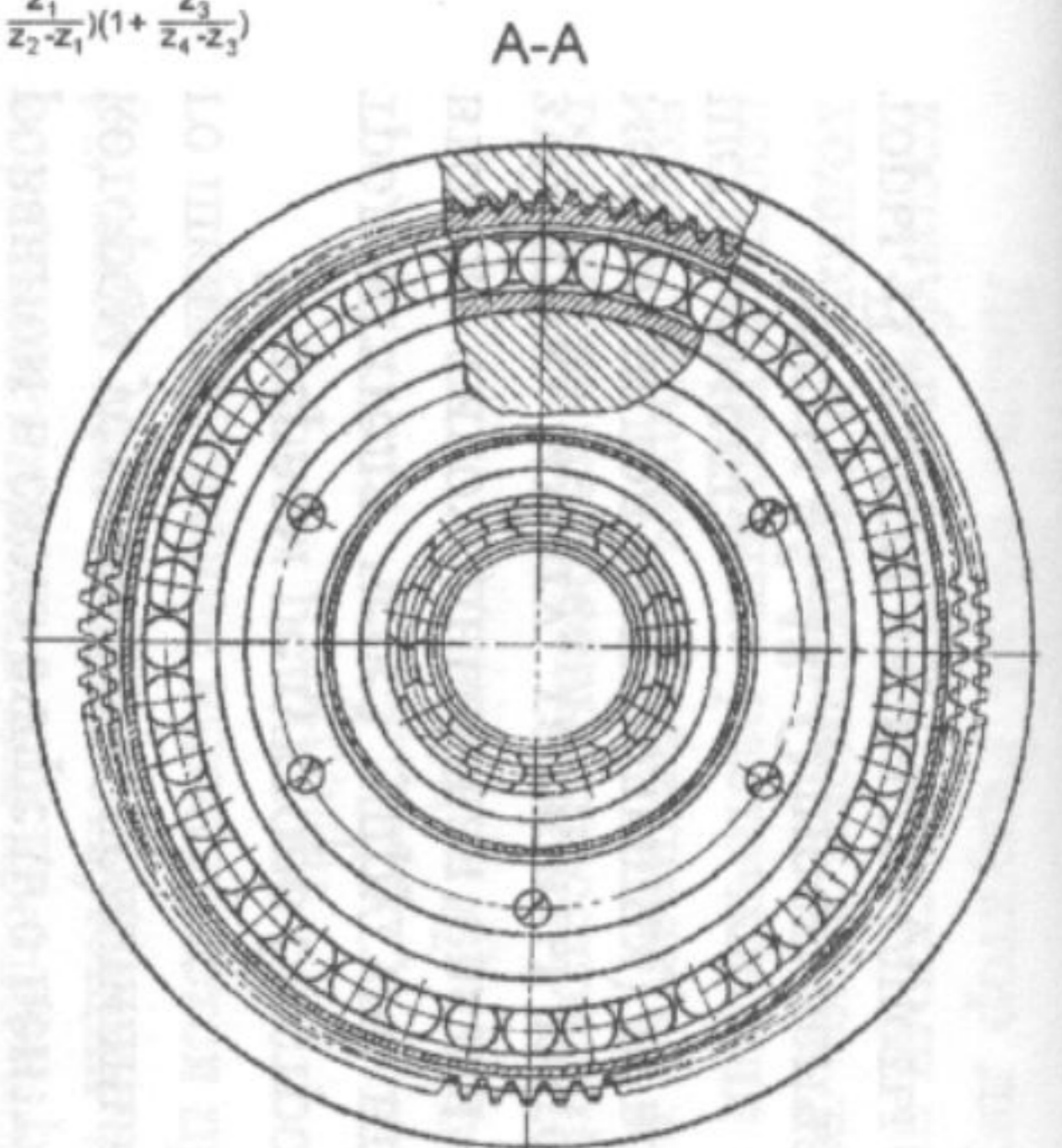


Кулачок генератора волн
Гибкий зубчатый венец
Жесткое зубчатое колесо
(неподвижное)



$$U = (1 + \frac{z_1}{z_2 - z_1}) (1 + \frac{z_3}{z_4 - z_3})$$

Рис. 14



Глава 2. Редукторы специальные

1. Конструктивные особенности

Специальные редукторы отличаются от редукторов общего назначения прежде всего нетрадиционной компоновкой, обычно узкой областью назначения и малой серийностью изготовления. Для них допустимо несоблюдение стандарта на межосевое расстояние. При этом обычно ширина зубчатых венцов цилиндрических колес определяется через диаметр шестерни по зависимости $b = \Psi_{ed} d_1$, где

$$\Psi_{ed} = \Psi_{ea} [(u \pm 1)/2].$$

Специальные редукторы предназначаются для установки на определенной машине, и их конструкция разрабатывается с учетом специфики кинематики исполнительных механизмов, условий работы машины, компоновки отдельных узлов, габаритных размеров и других факторов.

Специальные редукторы отличаются применением фланцевых электродвигателей, необходимостью в обеспечении их удобного встраивания в привод, разнообразным расположением валов, в ряде случаев с несколькими ведомыми валами и другими конструктивными особенностями, в частности, наличием сцепных муфт включения (электромагнитных или механических), установленных внутри корпуса (масляных) или вне корпуса, встроенных в ведомые шкивы (сухих).

2. Конструкции специальных редукторов

Конструкции специальных зубчатых редукторов приведены на листах 41-56.

Листы 41-44. Одноступенчатые зубчатые цилиндрические

редукторы являются наиболее простыми по своей конструкции. В обоих редукторах используются косозубые цилиндрические передачи, поэтому в качестве опор используются радиально-упорные подшипники (шариковые), установленные по схеме "X". Их регулировка осуществляется металлическими прокладками под фланцами крышек.

Различие двух конструкций заключается в типах сцепных муфт. В редукторе на листах 41-42 используется масляная фрикционная электромагнитная бесконтактная муфта, связанная с ведомым колесом. При этом для сборки тихоходного вала его диаметр под бронзовой втулкой подшипника скольжения ($\varnothing \dots H7/f6$)

должен быть больше диаметра под корпусом муфты ($\varnothing \dots H7/k6$) на величину, при которой обеспечивается перемещение втулки над шпонкой. Для монтажа и демонтажа втулки и подшипника со стороны шкива клиноременной передачи шпонка, обеспечивающая передачу вращающего момента с вала на шкив, должна быть удалена, для чего паз под нее выполнен на "проход", т.е. с выходом на торец вала.

В редукторе на листах 43-44 используется сухая фрикционная электромагнитная бесконтактная муфта, встроенная в ведомый шкив клиноременной передачи.

Кожух муфты крепится с центрированием на диске, смонтированном в свою очередь с центрированием на фланце стакана, на котором установлены подшипники, являющиеся опорами ведомого шкива.

В первом редукторе быстроходный вал связан с валом электродвигателя через упругую втулочно-пальцевую муфту, а во втором тихоходный вал связан с валом рабочей машины через зубчатую муфту, габариты которых выбираются с учетом диаметров валов (наибольших) и величины передаваемого вращающего момента.

Листы 45-48. Одноступенчатые зубчатые конические редукторы. В первом варианте (листы 45, 46) редуктор имеет масляную

фрикционную электромагнитную контактную муфту, связанную с ведомым колесом. Опоры тихоходного вала выполнены в виде фиксирующей (со стороны шкива) и "плавающей". Фиксирующая опора представляет собой два радиально-упорных шариковых подшипника, установленных в стакане, наружный диаметр которого обеспечивает установку в корпус тихоходного вала в сборе. Опорами быстроходного вала являются два радиально-упорных шариковых подшипника, установленные в стакане по схеме "О". Металлические прокладки под фланцами стаканов обеспечивают регулировку зацепления.

Регулировка радиально-упорных подшипников тихоходного вала обеспечивается втулкой со стороны крышки, а быстроходного вала – шлицевой гайкой.

В редукторе на листах 47, 48 масляная фрикционная электромагнитная контактная муфта обеспечивает при включении передачу вращающего момента от промежуточного вала на коническую вал-шестерню. Для удобства сборки муфта располагается в приставной части корпуса, центрируемой по цилиндрическому пояску относительно самого корпуса. В той же приставной части в стакане располагаются радиальные шариковые подшипники промежуточного вала, соединенного с валом электродвигателя через упругую втулочно-пальцевую муфту. Радиально-упорные шариковые подшипники вала-шестерни установлены по более жесткой схеме "О" с регулировкой от концевой шайбы, а вала колеса в виде фиксированных опор по схеме "X" с регулировкой металлическими прокладками под фланцем крышки после регулировки зацепления. Регулировка зацепления (совпадение вершин делительных конусов) обеспечивается металлическими прокладками под фланцами стаканов, которые также обеспечивают удобство сборки при установке валов «в сборе» в корпус.

Шкив клиноременной передачи установлен на разгружающем стакане, за счет чего консольный конец тихоходного вала не подвержен действию изгибающего момента, а вращающий момент с вала на шкив передается через шпонку и штифты.

Листы 49-50. Редуктор двухступенчатый соосный с двумя косозубыми цилиндрическими передачами. Одна из опор быстроходного и тихоходного валов располагается в стойке, имеющей соответствующие расточки для подшипников этих валов. Соосность передач обеспечивается в результате выполнения условия равенства межосевых расстояний для обеих передач, т.е.

$$\frac{m_1(z_1 + z_2)}{2\cos\beta_1} = \frac{m_2(z_3 + z_4)}{2\cos\beta_2}$$

Это условие выполняется при $m_1=m_2$; $z_1 + z_2 = z_3 + z_4$; $\beta_1 = \beta_2$, либо при соответствующих их соотношениях. Корпус редуктора имеет прилив для крепления диска, который центрируется по фланцу стакана и к которому монтируется кожух муфты.

Листы 51-52. Редуктор трехступенчатый коническо-цилиндрический. Первая ступень – цилиндрическая прямозубая, вторая – коническая прямозубая и третья – цилиндрическая косозубая передачи. Оси валов первой ступени расположены в горизонтальной плоскости, а третьей – в вертикальной. Для уменьшения размеров редуктора по длине валов третьей ступени оси валов первой ступени также могут быть расположены в вертикальной плоскости, что целесообразно при возможности расположения шестерни Z_5 под шестерней Z_3 . В конструкции редуктора применена фрикционная масляная муфта механическая (вариант 2а) или электромагнитная (вариант 2б). На входе используется упругая втулочно-пальцевая муфта, а на выходе – зубчатая (вариант 1а) или упругая (вариант 1б). Регулировка зацепления конической передачи (совпадение вершин делительных конусов) осуществляется за счет изменения толщины втулки между конической шестерней и подшипником и металлических прокладок под фланцами крышек третьего вала.

Листы 53-56. Редукторы трехступенчатые коническо-цилиндрические. Первая ступень – коническая передача с круговыми зубьями. Вторая и третья ступени – цилиндрические косозубые передачи, выполненные по соосной схеме. Корпус выпол-

нен разъемным, при этом внутренняя стойка редуктора, в которой располагаются подшипники второго и четвертого валов - во второй конструкции, а также третьего - в первой, имеет отдельную крышку, которая крепится шпильками и фиксируется штифтами. Основная крышка крепится в нижней части корпуса болтами и также фиксируется штифтами. Кольца под закладными крышками в первой конструкции и металлические прокладки под фланцами привертных крышек - во второй служат для регулировки радиально-упорных подшипников.

Конические подшипники вала конической шестерни в первой конструкции установлены по схеме "О", в отличие от схемы "Х" во второй, чем обеспечивается более высокая его жесткость. При регулировании конической передачи осевое смещение вала шестерни осуществляется металлическими прокладками под фланцем стакана, а вала колеса - за счет изменения толщины колец со стороны подшипников. Другой отличительной особенностью приведенных конструкций является консольная установка колеса второй ступени в первой из них и наличие в ней встроенной фрикционной масляной муфты. Рукоятка управления муфтой, по условиям техники безопасности, располагается со стороны, противоположной той, на которую выходит быстроходный вал и располагается упругая втулочно-пальцевая муфта.

Листы 57-62. Одноступенчатые червячные редукторы с нижним расположением червяка. Во всех конструкциях корпус выполнен разъемным по плоскости оси вала червячного колеса, с креплением крышки к корпусу болтами и винтами с обязательным центрированием двумя штифтами. В первой конструкции для тихоходного вала использованы закладные крышки, во второй и третьей - привертные. Опоры вала червяка выполнены в виде фиксирующей из двух радиально-упорных подшипников (шариковых или роликовых), установленных в стакане по схеме "Х", и "плавающей" в виде шарикового радиального подшипника.

Регулировка радиально-упорных подшипников в фиксирующей опоре обеспечивается металлическими прокладками под

фланцем крышки - в первой конструкции и дистанционными кольцами между узкими торцами их наружных колец - во второй и третьей конструкциях.

Регулировка червячного зацепления (совпадение главной плоскости или плоскости симметрии червячного колеса с осью червяка) обеспечивается в первой и второй конструкциях кольцами под крышкой и винтом через нажимную шайбу. Последними так же регулируются радиально-упорные подшипники вала колеса. В третьей конструкции регулировка зацепления осуществляется металлическими прокладками под фланцами крышек. Ими же при фиксированном положении одной из них осуществляется регулировка радиально-упорных подшипников вала колеса.

Для смазывания передачи и подшипников используются крыльчатки на валу червяка - цельные либо разъемные - соответственно в первой и третьей конструкциях, а для исключения повышения давления внутри корпуса из-за нагрева в передаче первый и второй варианты корпуса снабжены отдушиной.

Приведенные конструкции имеют сцепные фрикционные муфты: первая - масляную механическую, встроенную в приставную часть корпуса, которая крепится к основному корпусу с центрированием по пояску, вторая и третья - сухую электромагнитную, встроенную в ведомый шкив ременной передачи. При этом кожух шкивов крепится либо к стакану с центрированием штифтами, либо к корпусу с центрированием по фланцу стакана.

Корпуса имеют дополнительные крышки (лючки) для облегчения сборки, заливки смазки и осмотра.

Листы 63-68. Двухступенчатые червячно-цилиндрические редукторы с нижним расположением червяка. Первая ступень - червячная передача, вторая - зубчатая цилиндрическая косозубая. Корпус во всех вариантах является разъемным по плоскости осей второго и третьего валов. Вал червяка в первых двух конструкциях имеет одну фиксирующую опору в виде двух радиально-упорных подшипников и "плавающую" в виде радиального подшипника, установленного в стойке, а в третьей - две фиксирован-

ные опоры в виде радиально-упорных подшипников - один из них в стойке - установленных по схеме "X". Опоры двух других валов во всех конструкциях выполнены в виде радиально-упорных подшипников, установленных по схеме "X". Регулировка червячного зацепления и подшипников вала червяка обеспечивается винтами через нажимные шайбы.

Этот же вариант регулировки подшипников используется во второй и третьей конструкциях для третьего вала. Для расточки отверстия в стойке в первой и второй конструкциях используется технологическое отверстие в стенке корпуса для вывода борштанги, закрываемое крышкой с жезловым маслоуказателем или пробкой с прессовой посадкой.

Во всех вариантах червяк выполнен за одно целое с валом, во втором варианте так же выполнена и шестерня цилиндрической передачи. В первой и третьей конструкциях шестерни являются насадными.

Звездочка на тихоходном валу в первой конструкции закреплена непосредственно на его консольном конце, а во второй конструкции - для однорядной цепи, и третьей - для двухрядной цепи, смонтирована на разгружающем стакане и связана с тихоходным валом через шлицевое и штифтовое соединения.

Все редукторы снабжены фрикционными муфтами: две первые конструкции - сухими 4С и 5С, встроенными в ведомые шкивы ременных передач, третья - масляной 9МС, связывающей вал фланцевого электродвигателя с валом червяка. Все муфты имеют механическое управление. Стаканы фиксирующих опор в двух первых конструкциях обеспечивают фиксацию подшипников, а также за счет своего наружного диаметра установку червячного вала в корпус. В третьей конструкции стакан в стенке корпуса, в которой расположен подшипник вала червяка, необходим для установки последнего в корпус, а с противоположной стороны для установки подшипников, являющихся опорами чашки муфты. Смазка всех передач и подшипников во всех вариантах обеспечивается наличием брызговиков на валах червяка, а для подъема ре-

дуктора или снятия крышки используются рым-болты.

Листы 69-70. Двухступенчатый коническо-червячный редуктор с нижним расположением червяка. Первая ступень - коническая передача с круговыми зубьями, вторая - червячная передача. Корпус редуктора является разъемным по оси вала червячного колеса. Первый и второй валы имеют опоры: фиксирующую - в виде двух радиально-упорных подшипников (для второго вала со стороны конического колеса для обеспечения правильности конического зацепления) и "плавающую" - в виде радиального подшипника. Наружные диаметры стаканов для подшипников фиксирующих опор обеспечивают сборку валов, а металлические прокладки под их фланцами - регулировку конического зацепления. Регулировка подшипников этих опор обеспечивается для первого вала металлическими прокладками под фланцами крышки, а для второго вала - гайкой с наружной резьбой. Опорами вала червячного колеса являются радиально-упорные подшипники, установленные фиксированно по схеме "X". Металлические прокладки под фланцами привертных крышек служат для регулировки червячного зацепления обоюдным изменением их толщины, а подшипников изменением толщины одной из них при фиксировании другой. На консольном конусе тихоходного вала установлена звездочка для двухрядной цепи, а соединение быстроходного вала с валом электродвигателя осуществляется упругой втулочно-пальцевой муфтой. В редуктор также встроена фрикционная масляная муфта 9МС с механическим управлением. Она располагается на первом валу, где действует наименьший вращающий момент.

Листы 71-72. Двухступенчатый цилиндрический редуктор, обеспечивающий возможность получения вращающего момента на трех выходных валах, оси которых расположены на боковой поверхности под углом 120° друг к другу.

Быстроходный вал установлен на роликовых радиальных подшипниках, а для восприятия осевых сил в правой опоре вала поставлен радиальный шарикоподшипник. Для поддержки тихо-

ходных и промежуточного валов использованы конические роликоподшипники, причем одна из опор – “плавающая”. Для удобства сборки подшипники всех тихоходных валов установлены в одном вспомогательном разъемном корпусе. Основной корпус редуктора также разъемный с промежуточной стенкой. Вспомогательный корпус установлен в расточках внешней и промежуточной стенок.

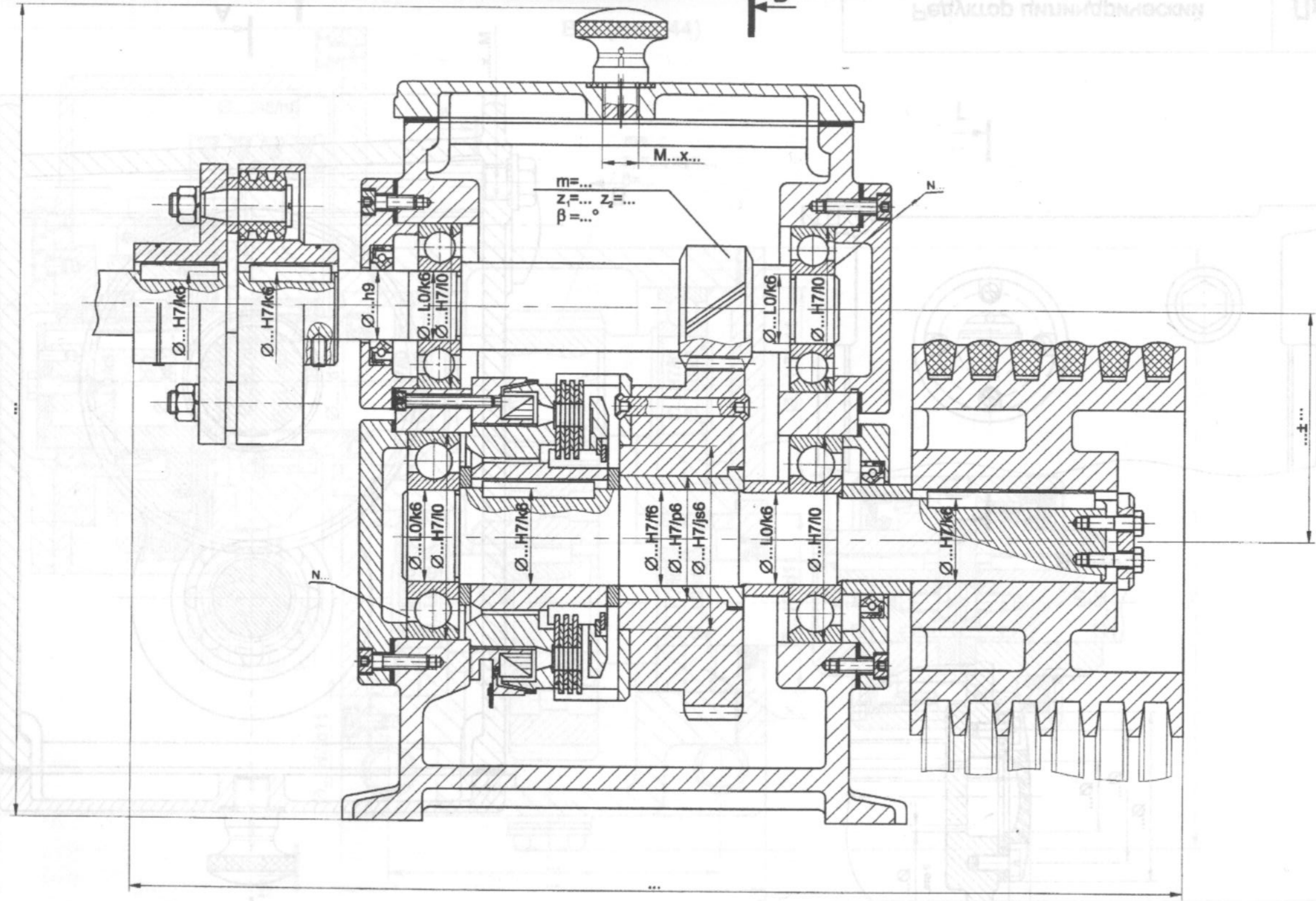
Подвод смазки ко всем зацеплениям и подшипникам осуществляется по специальным каналам. Смазывание редуктора циркуляционное.

Лист 73. Барабан – редуктор с волновой передачей. Волновой зубчатый редуктор встроен в приводной барабан, что обеспечивает компактность конструкции. Ввиду останковки гибкого колеса редуктора выходным звеном является жесткое колесо, закрепленное на вращающемся корпусе, который с помощью фрикционных колец фиксируется внутри барабана, обеспечивая передачу на него вращающего момента. Генератор волн выполнен «плавающим». Барабан-редуктор установлен на двух опорах, растачиваемых совместно после установки на раму и фиксации их штифтами.

Фланцевый электродвигатель крепится к левой опоре, а его вал фиксируется в расточке быстроходного вала редуктора шпоночным соединением. Редуктор снабжен магнитной маслоспускной пробкой, напротив которой в барабане предусмотрено окно с резьбовой заглушкой.

А-А (лист 42)

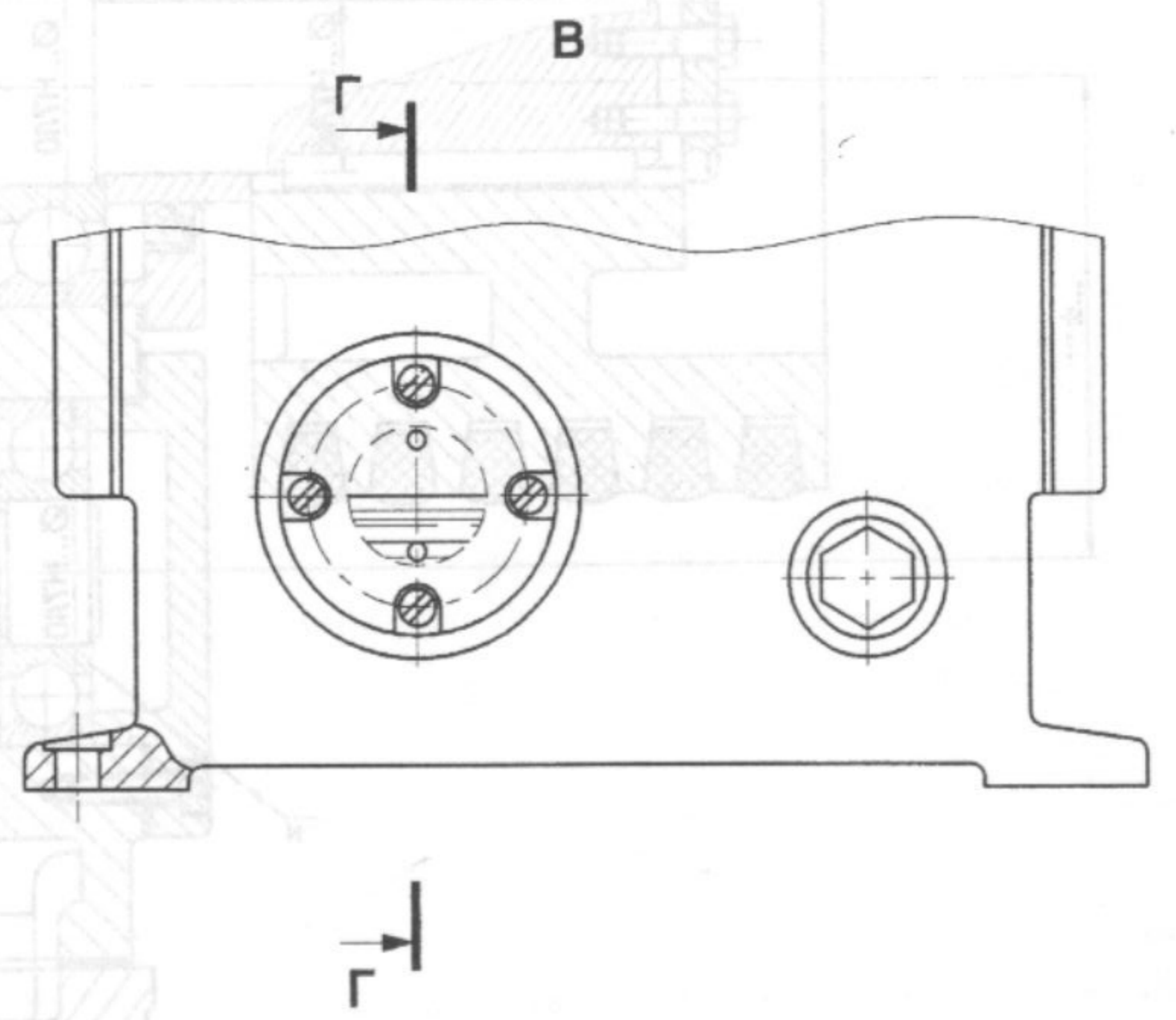
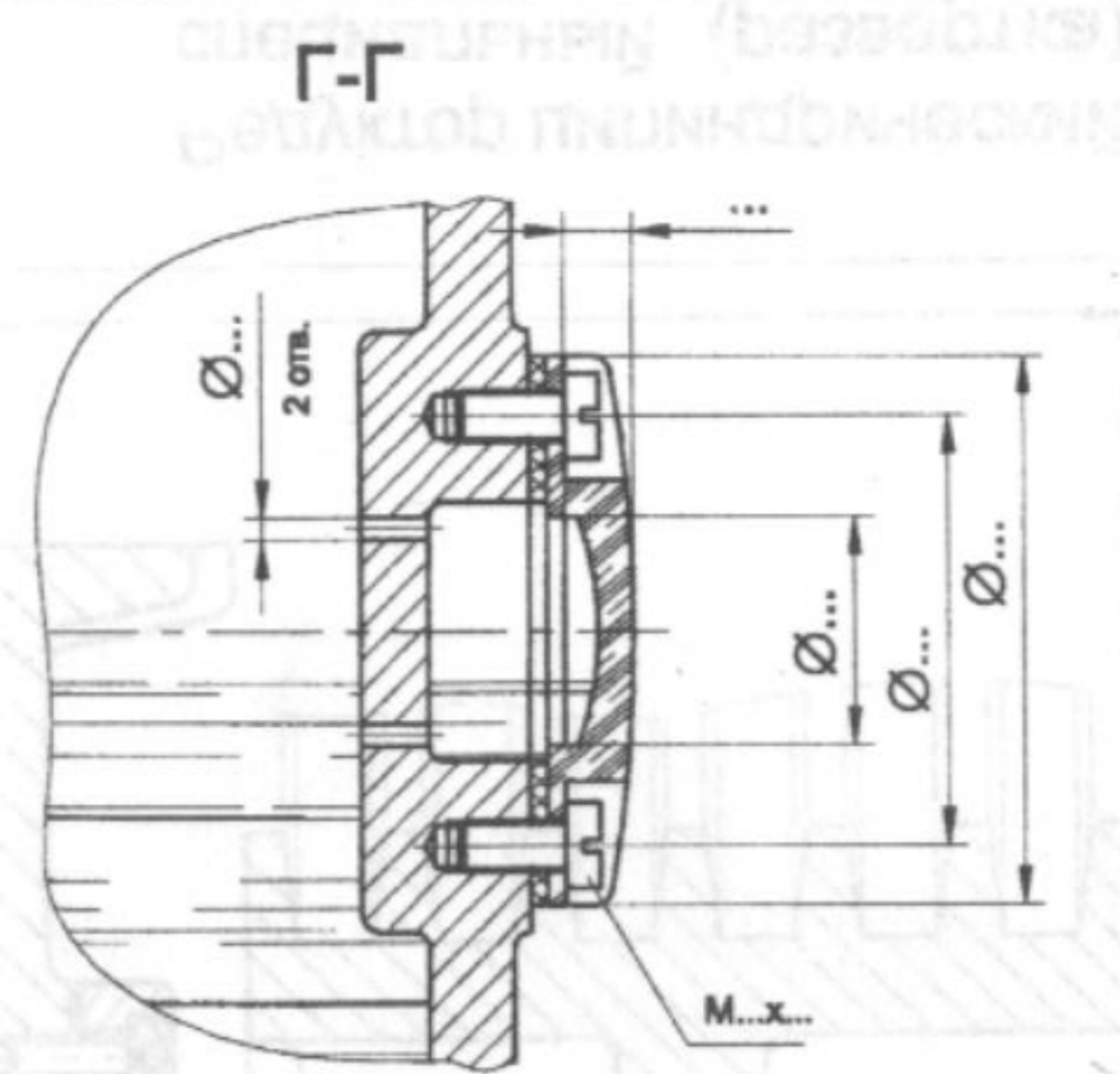
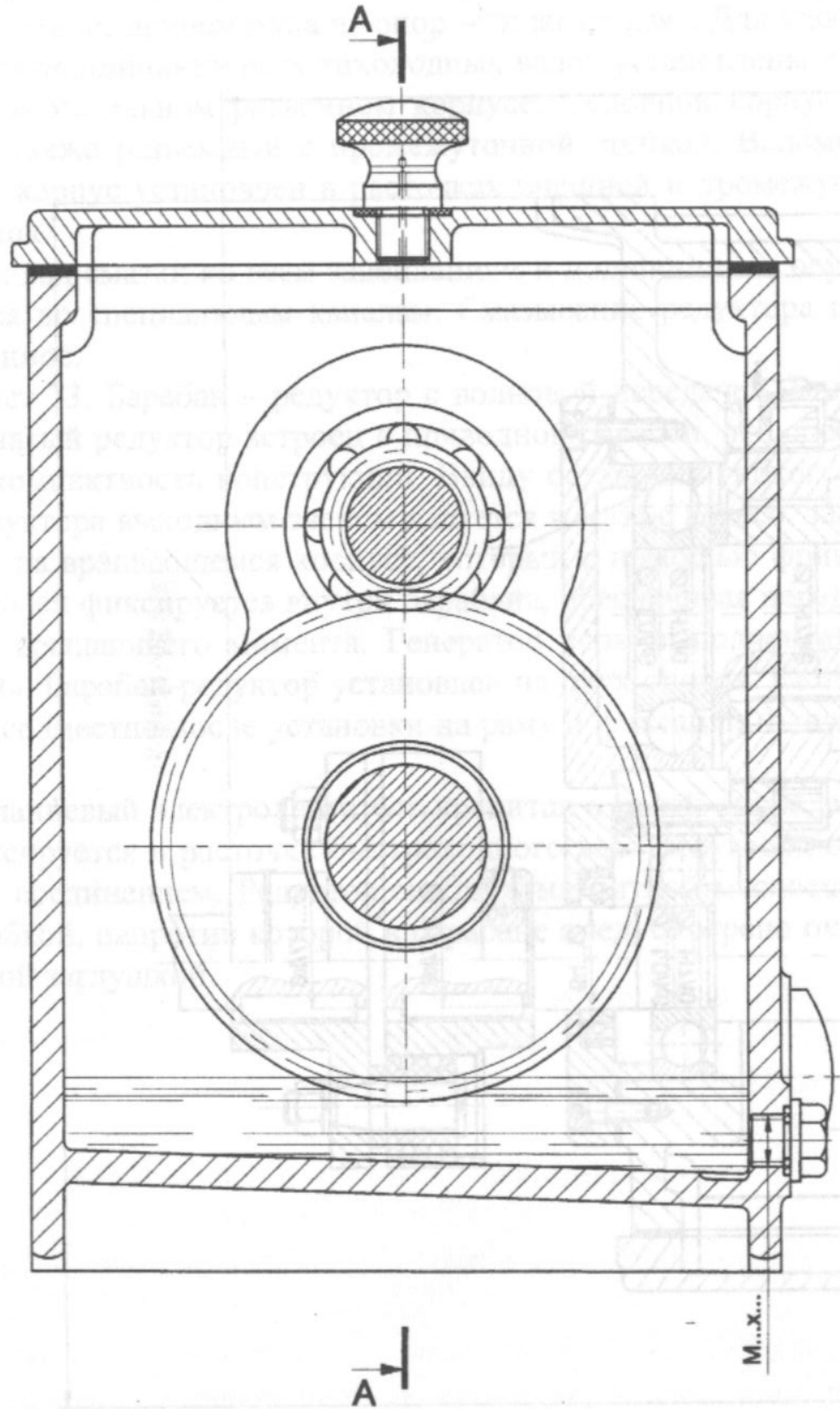
Б



Редуктор цилиндрический
специальный (развертка)

Лист 41

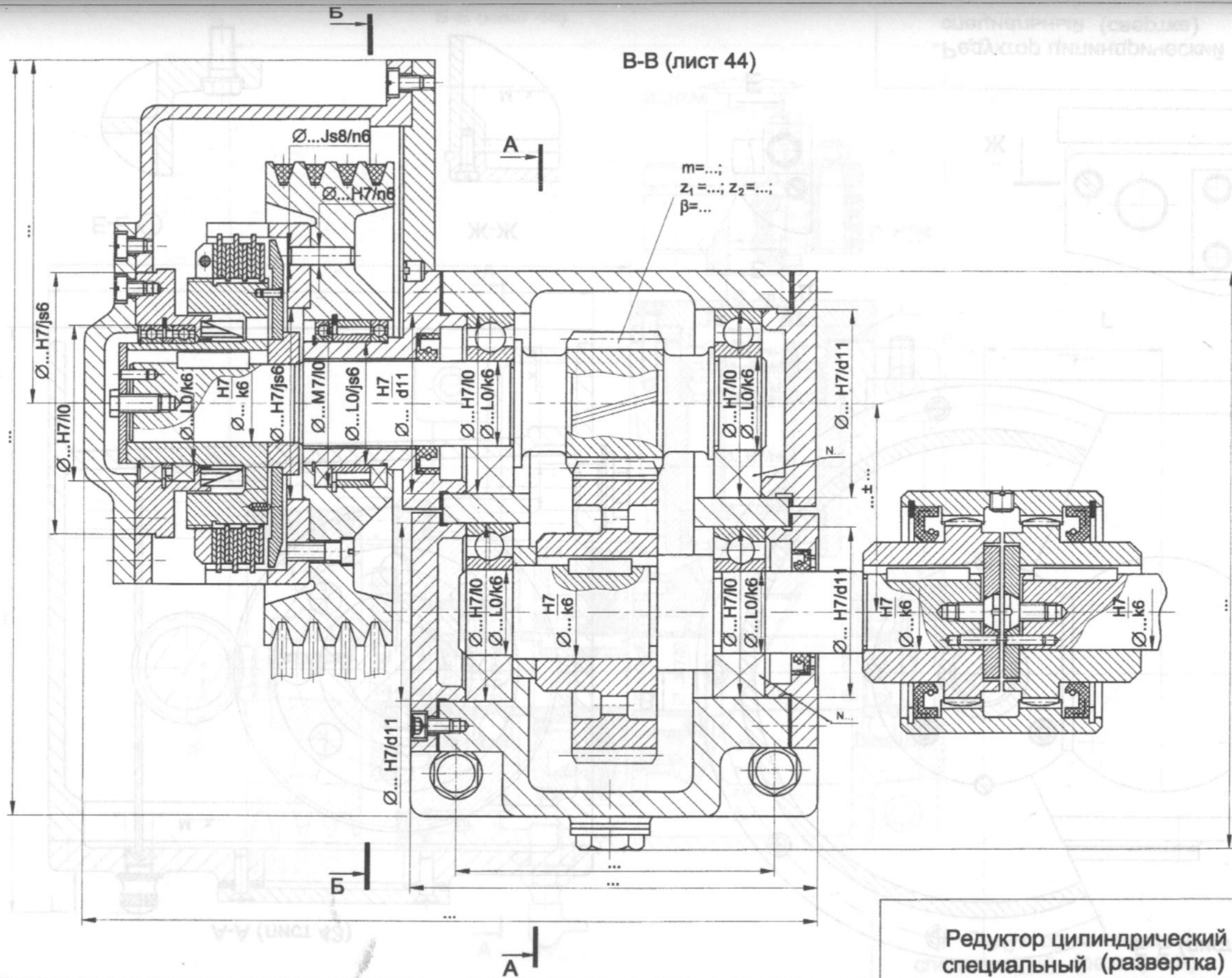
Б-Б (лист 41)



Редуктор цилиндрический
специальный (свертка)

Лист 42

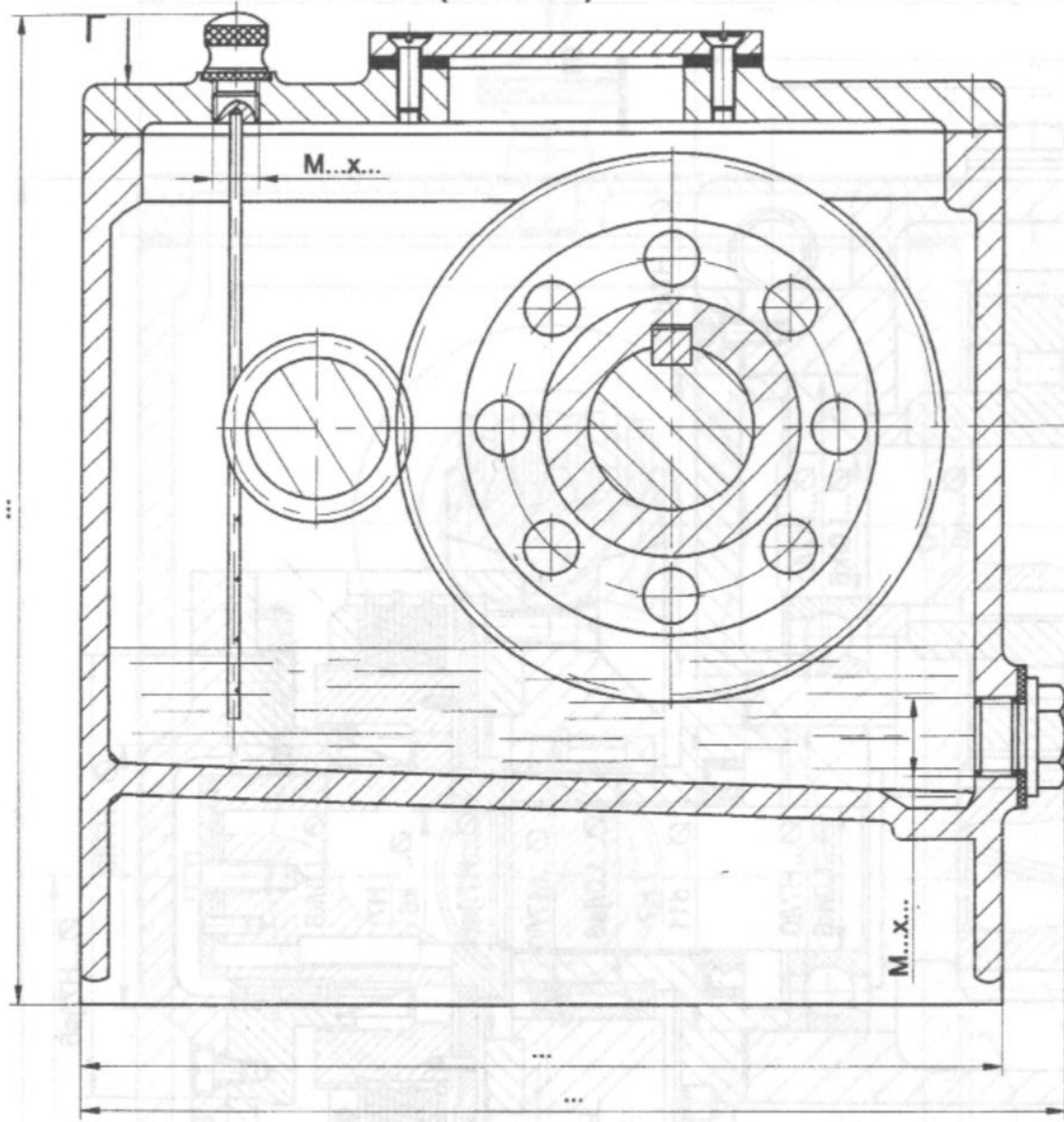
В-В (лист 44)



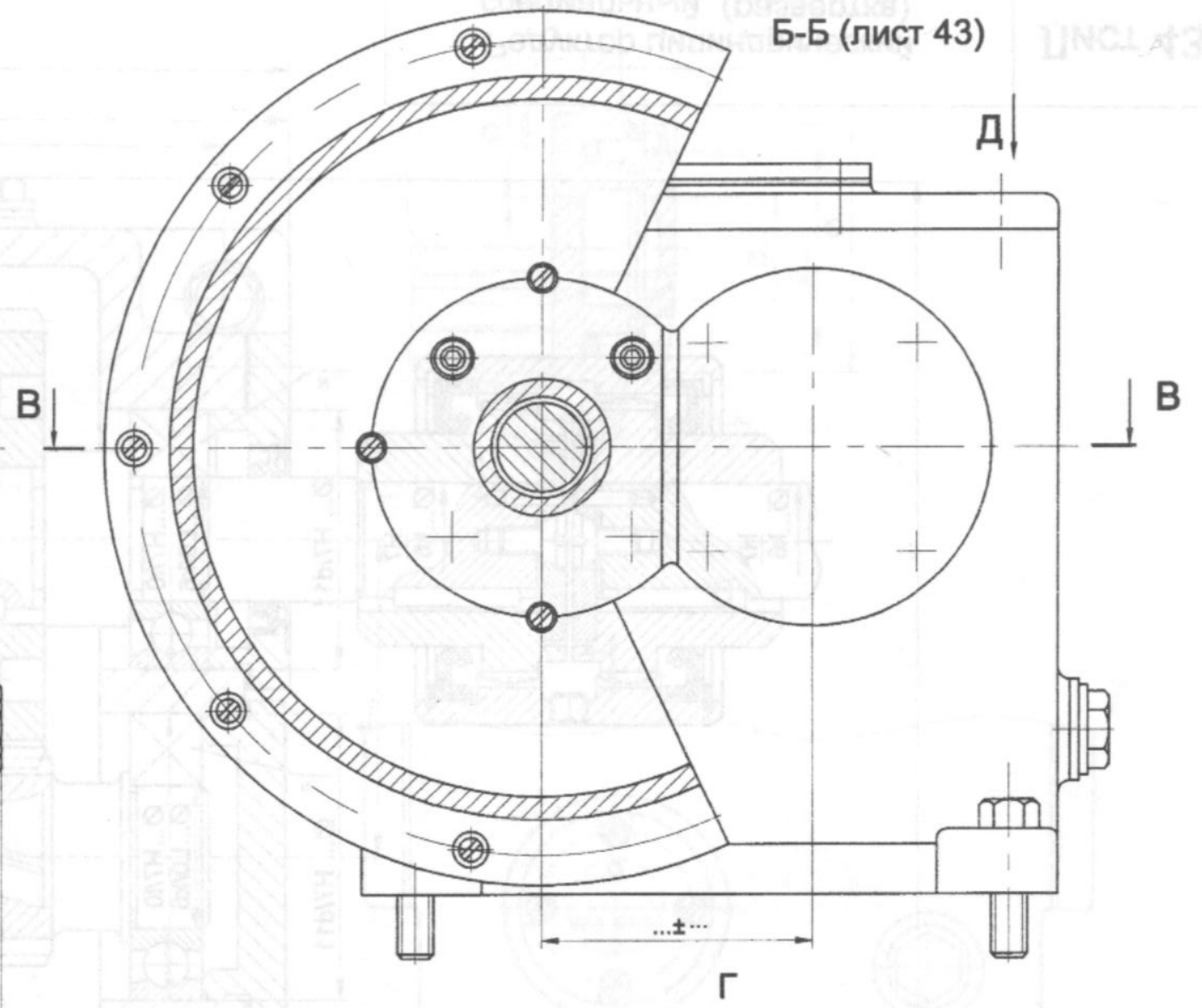
Редуктор цилиндрический
специальный (развертка)

Лист 43

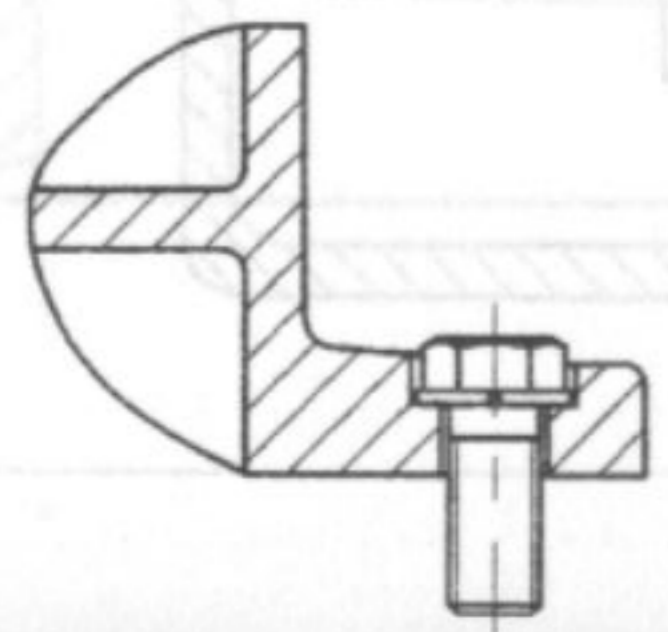
А-А (лист 43)



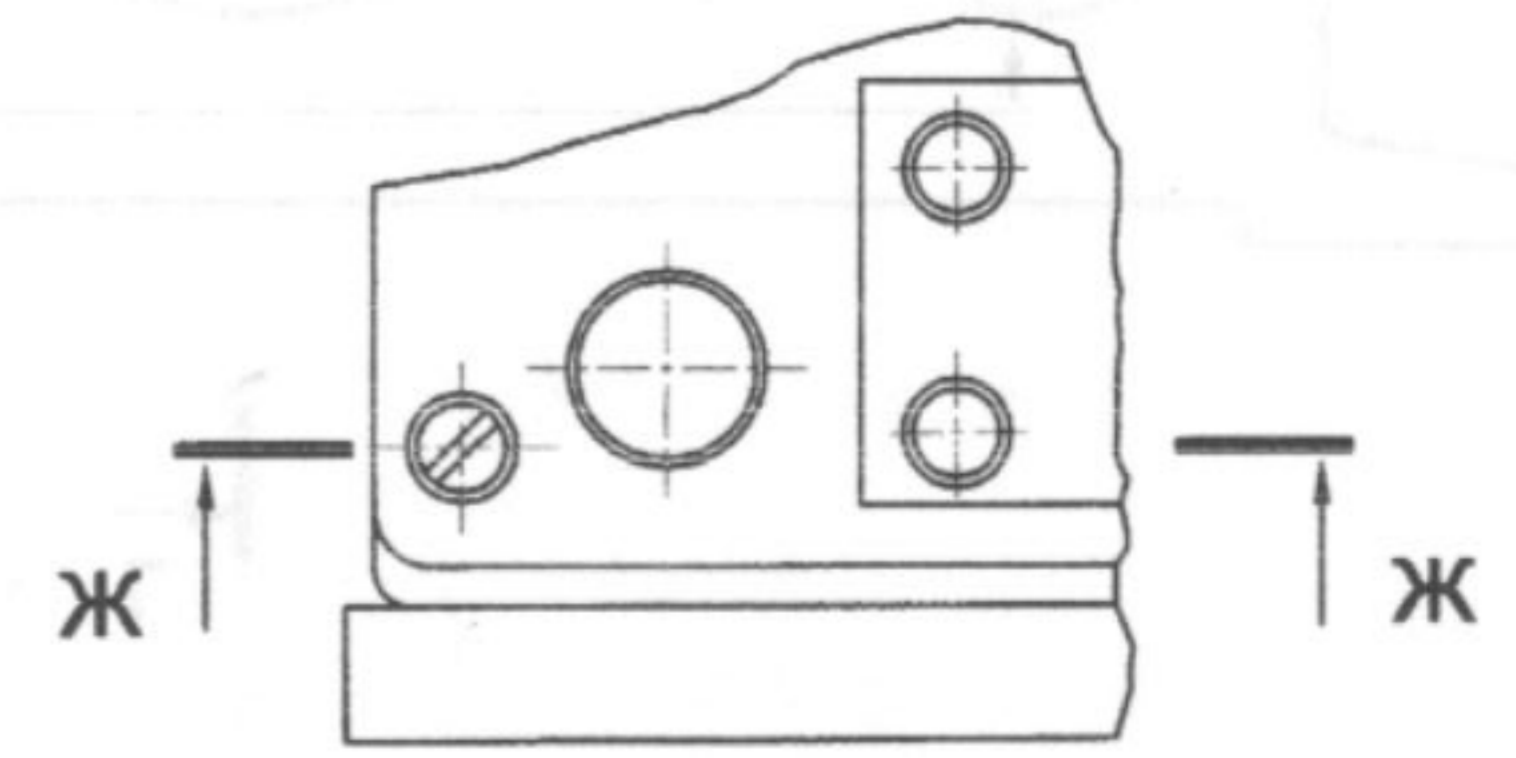
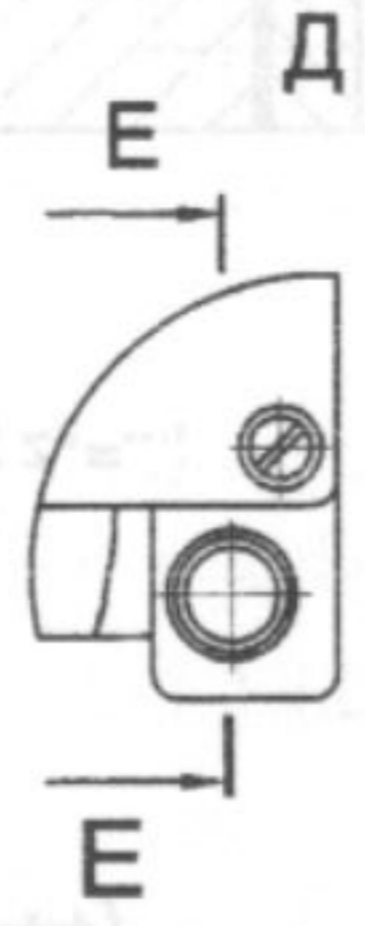
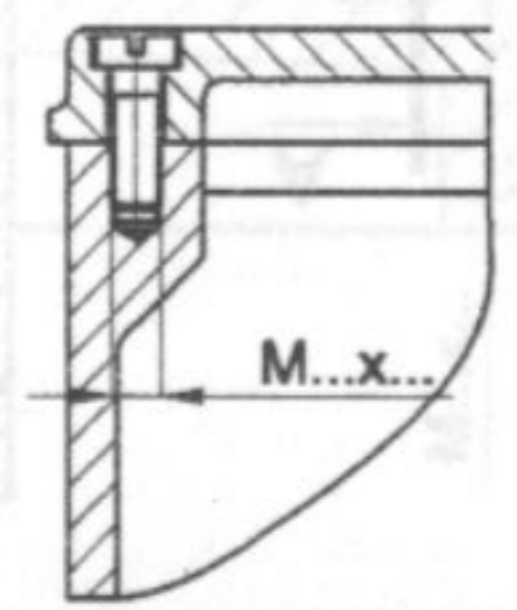
Б-Б (лист 43)



Е-Е

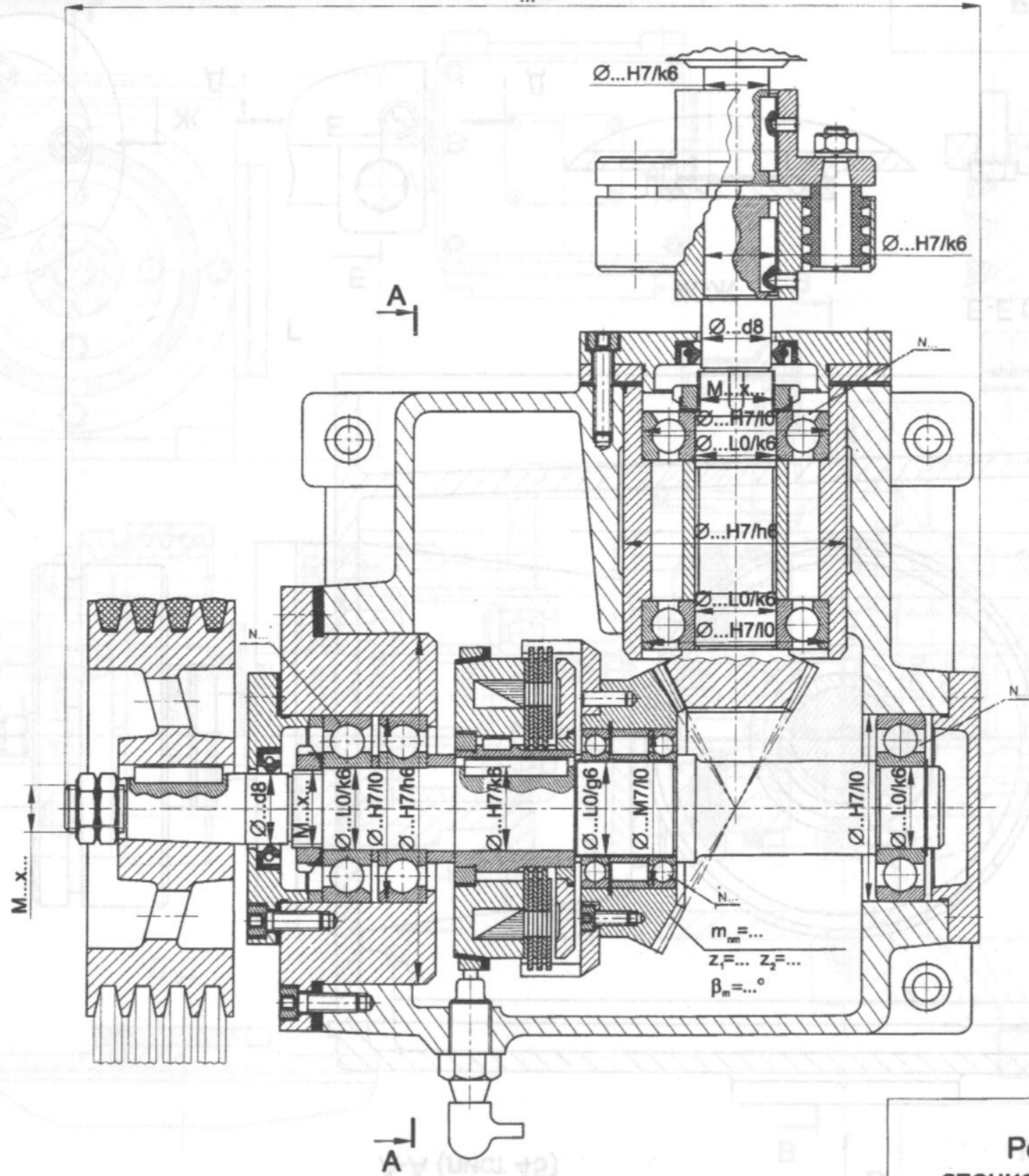


Ж-Ж



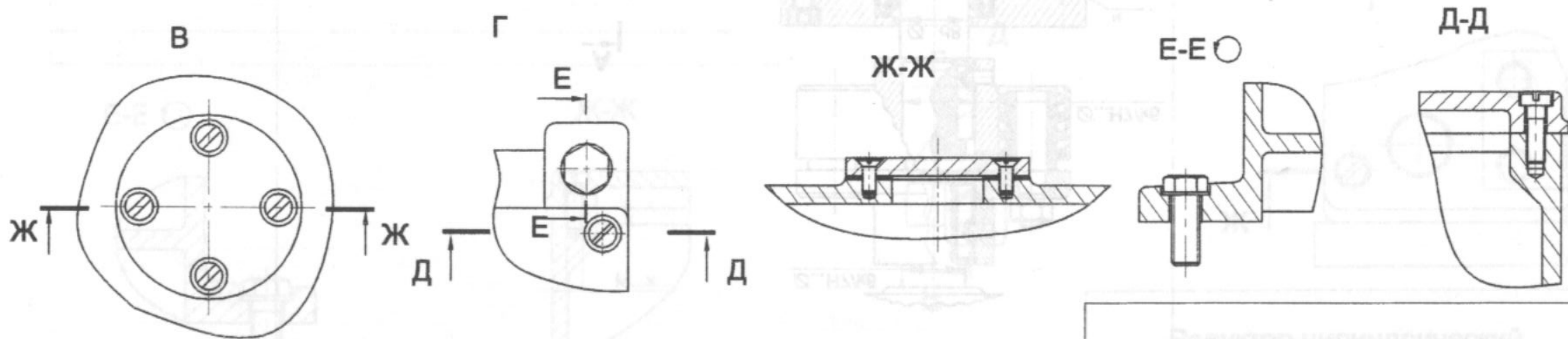
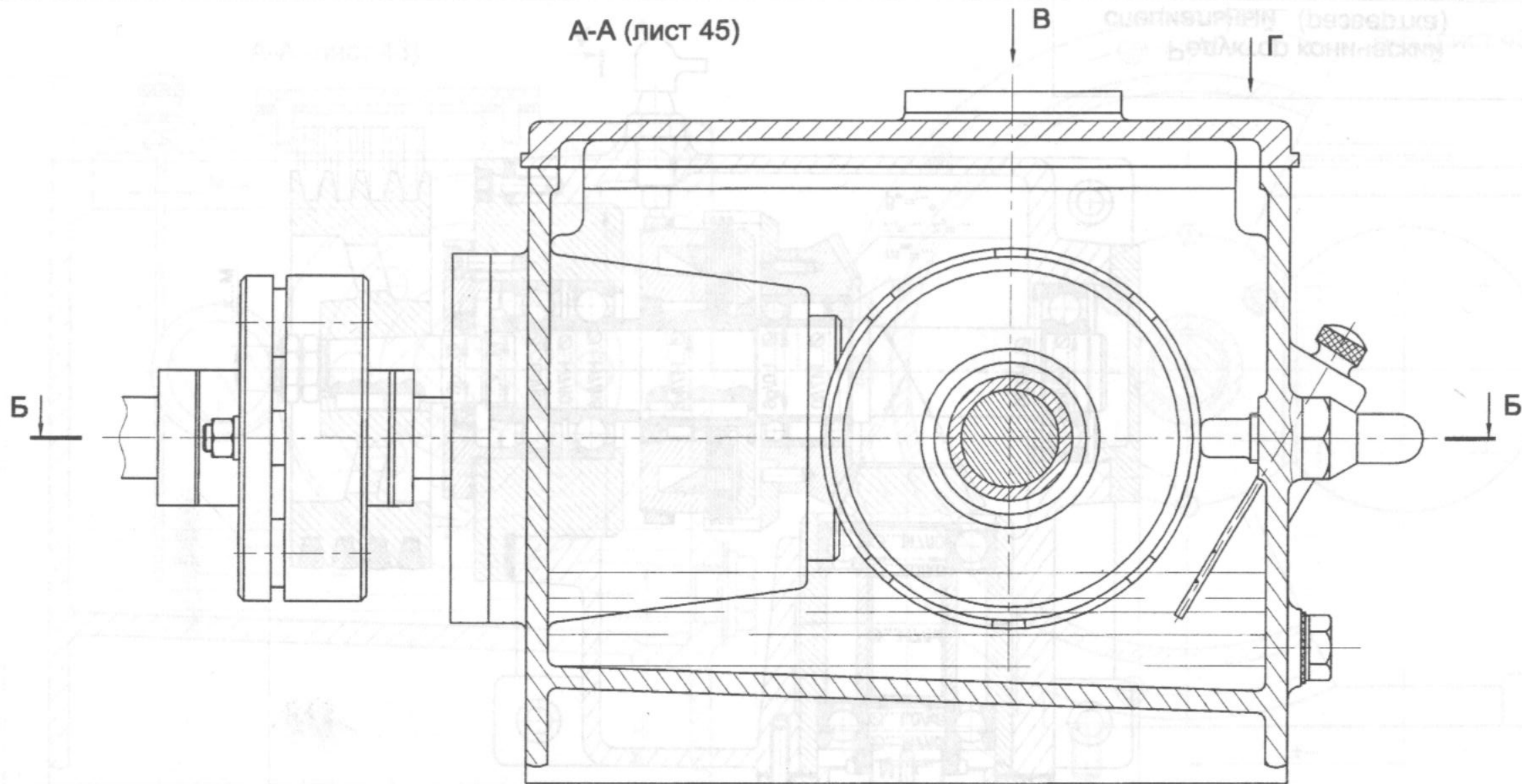
Редуктор цилиндрический специальный (свертка)

Лист 44



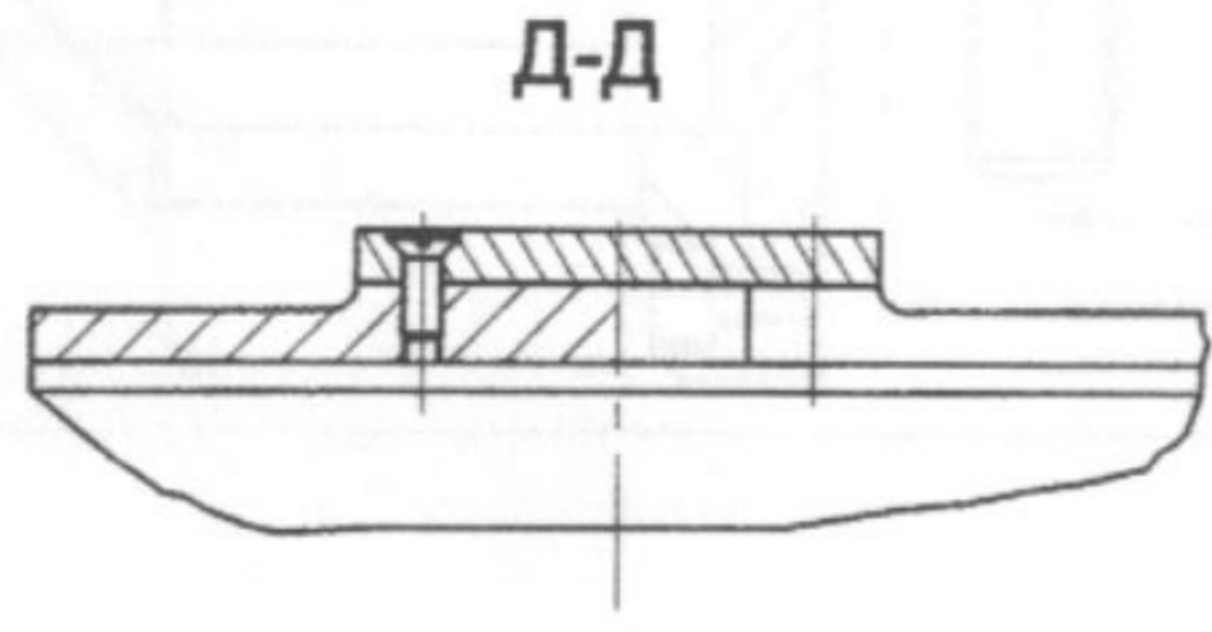
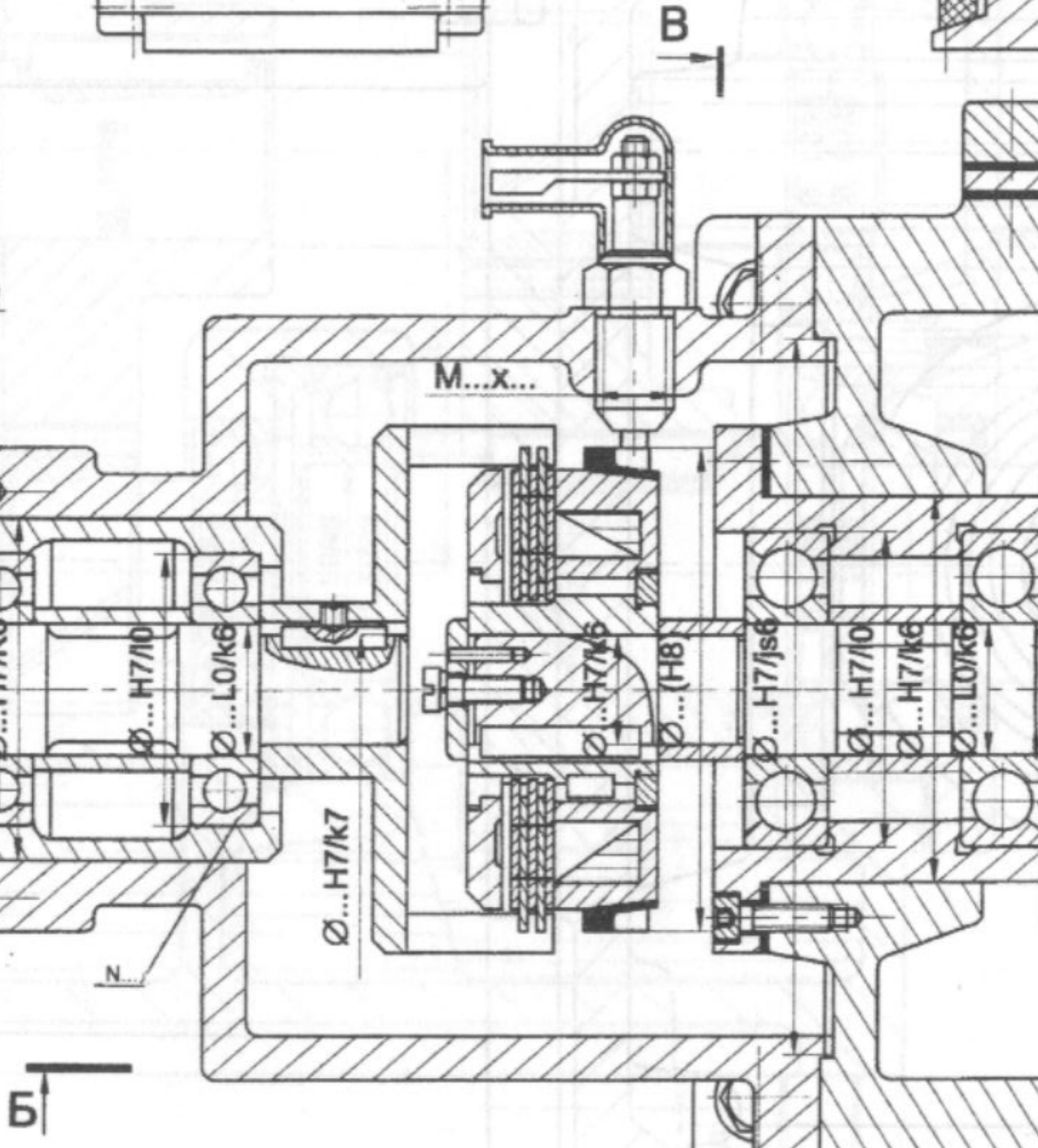
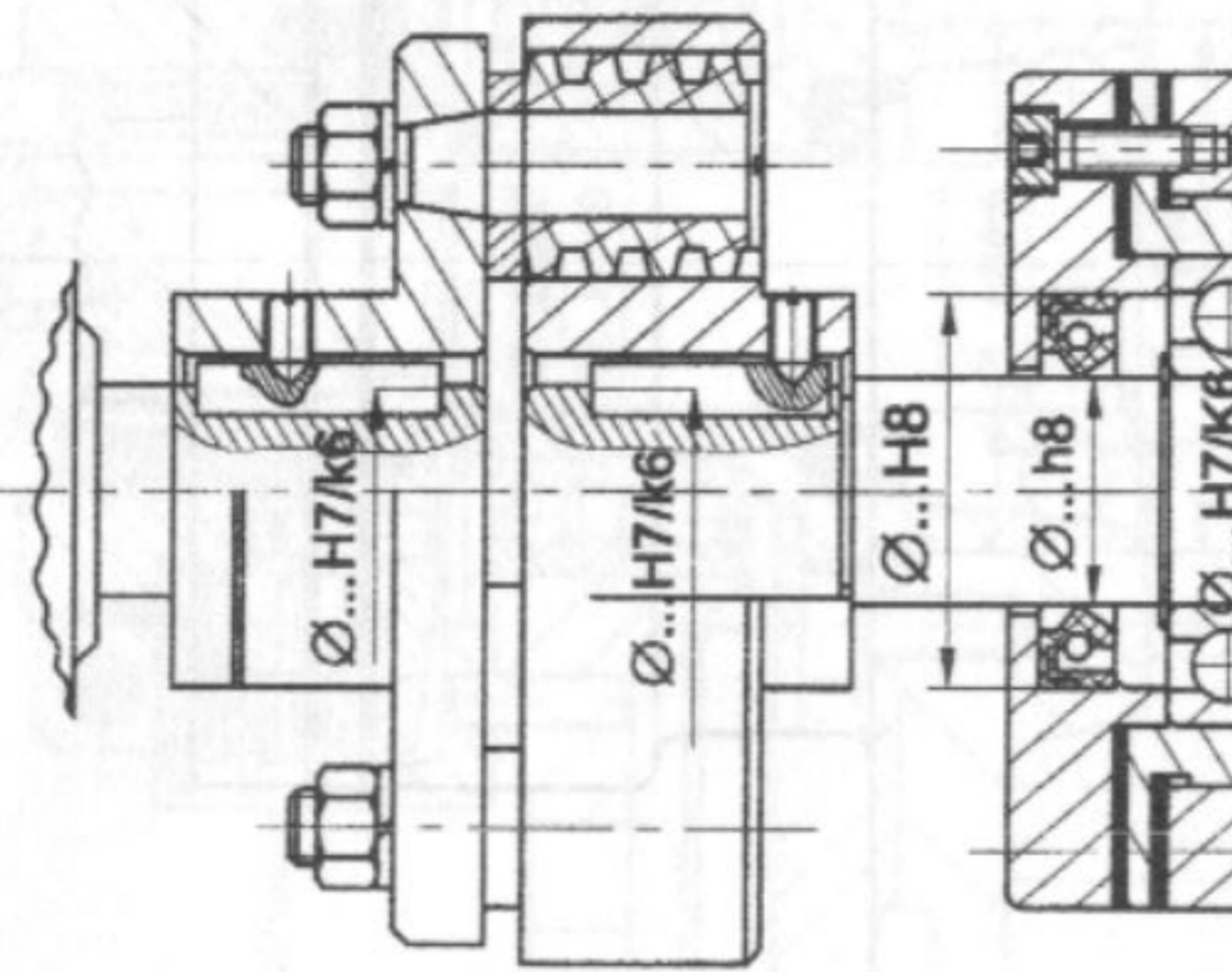
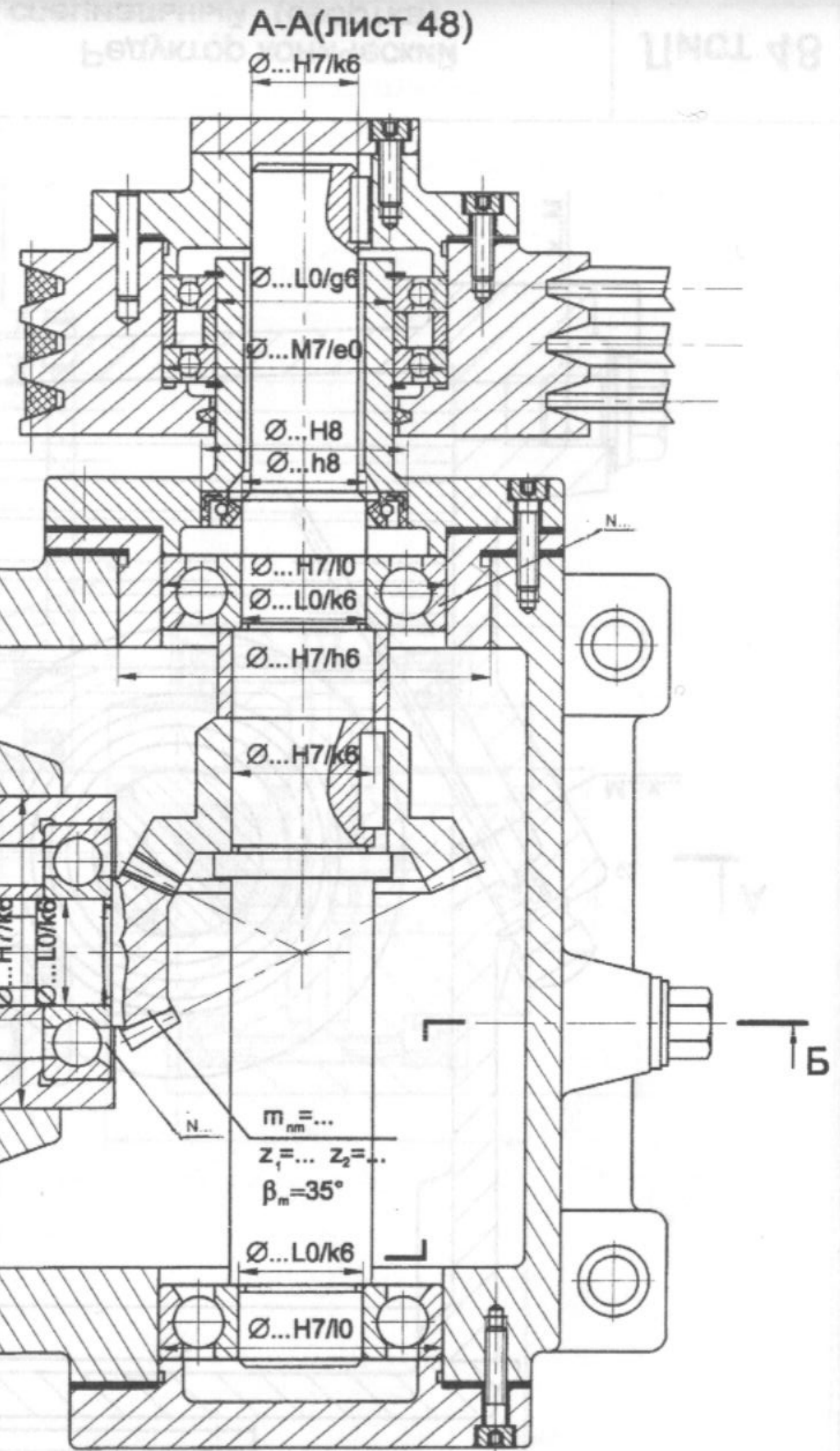
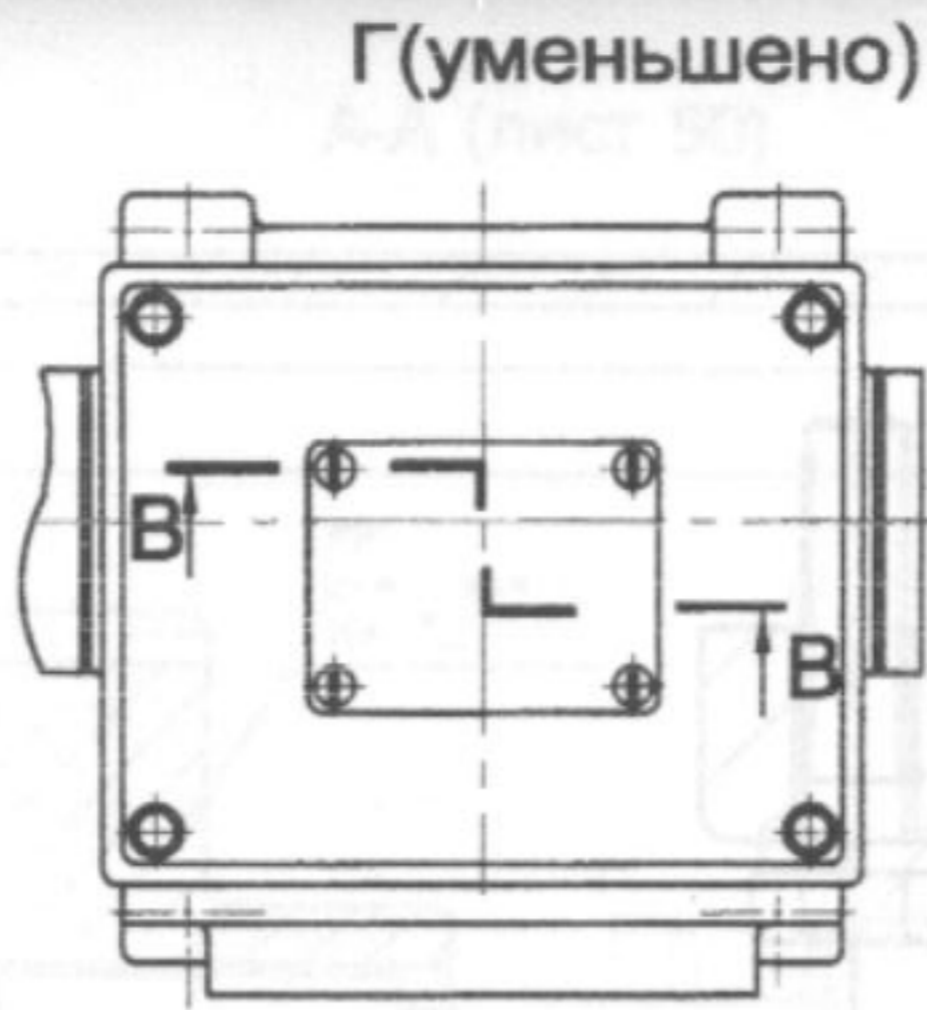
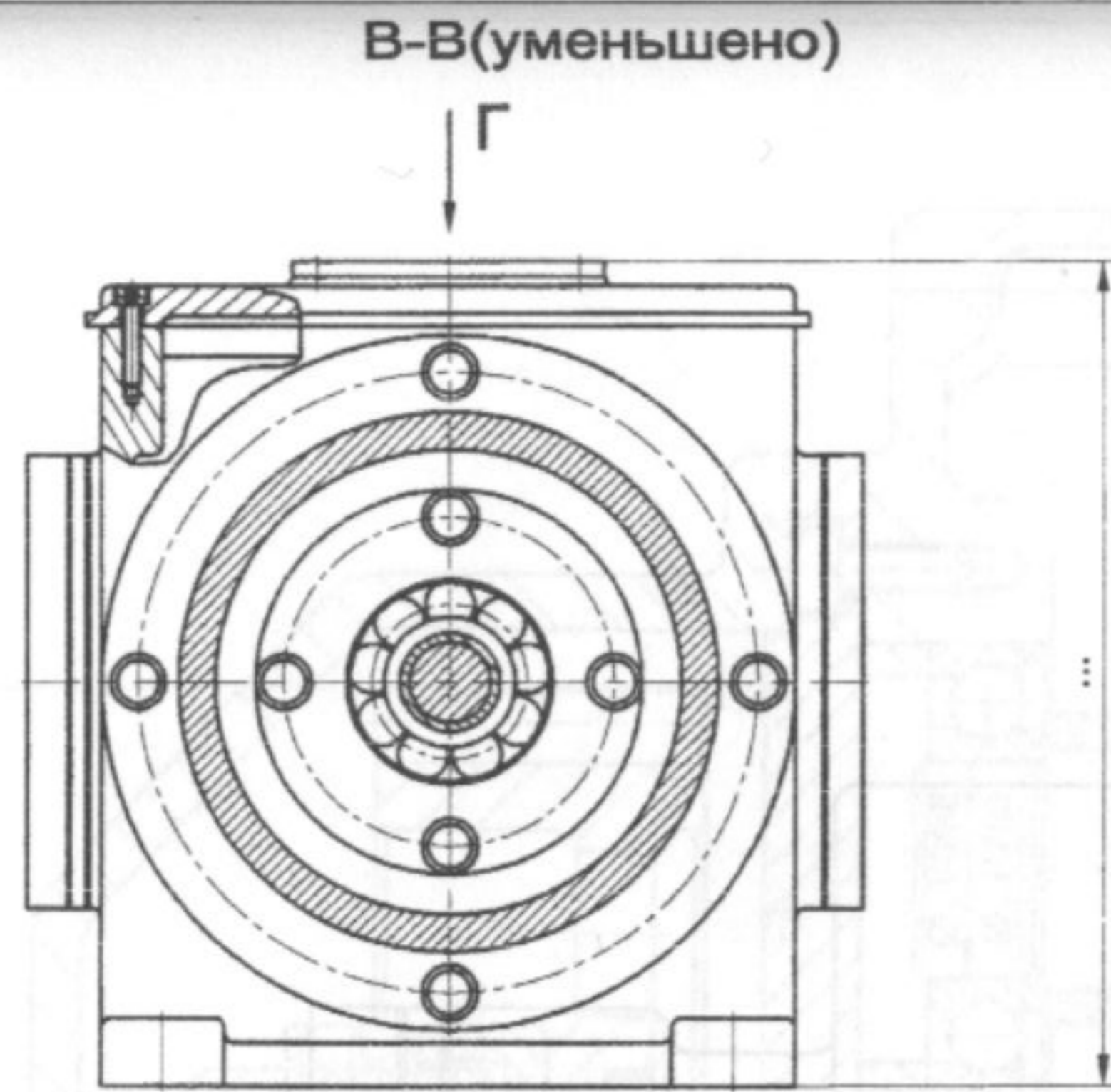
Редуктор конический специальный (развертка)

А-А (ЛИСТ 45)



Редуктор конический
специальный (свертка)

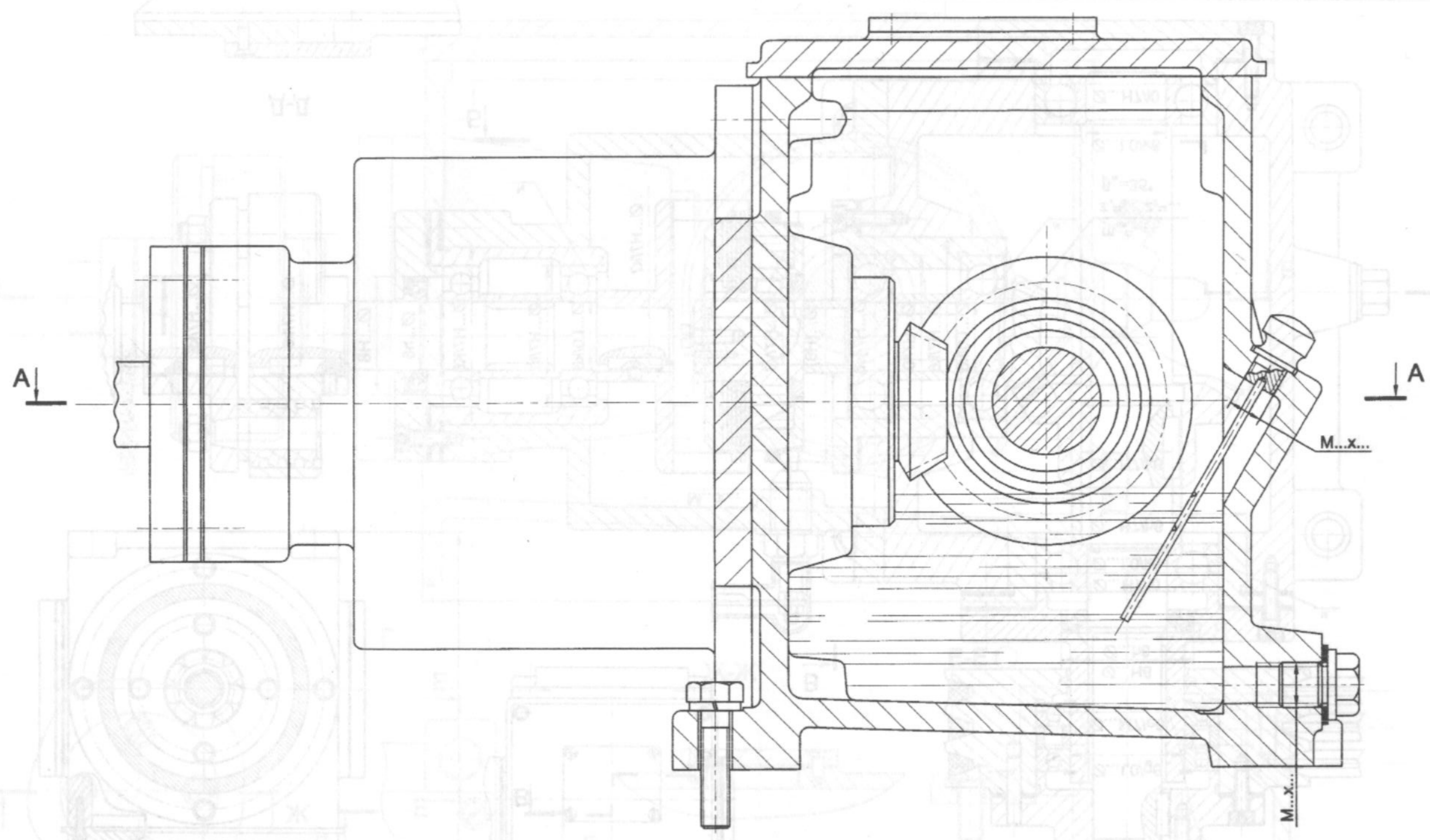
Лист 46



Редуктор конический специальный (развертка)

Лист 47

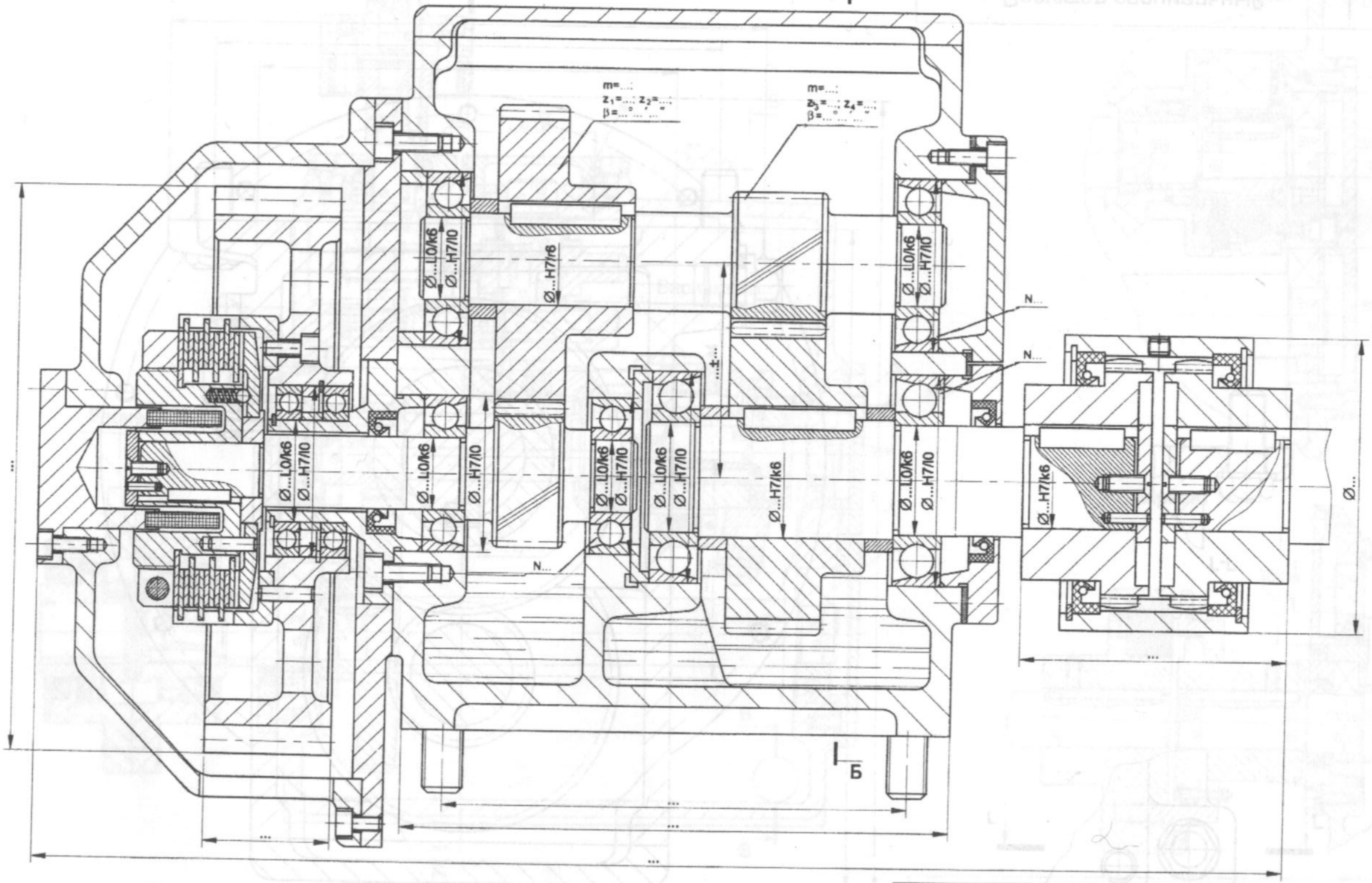
Б-Б (лист 47)



Редуктор конический
специальный (свертка)

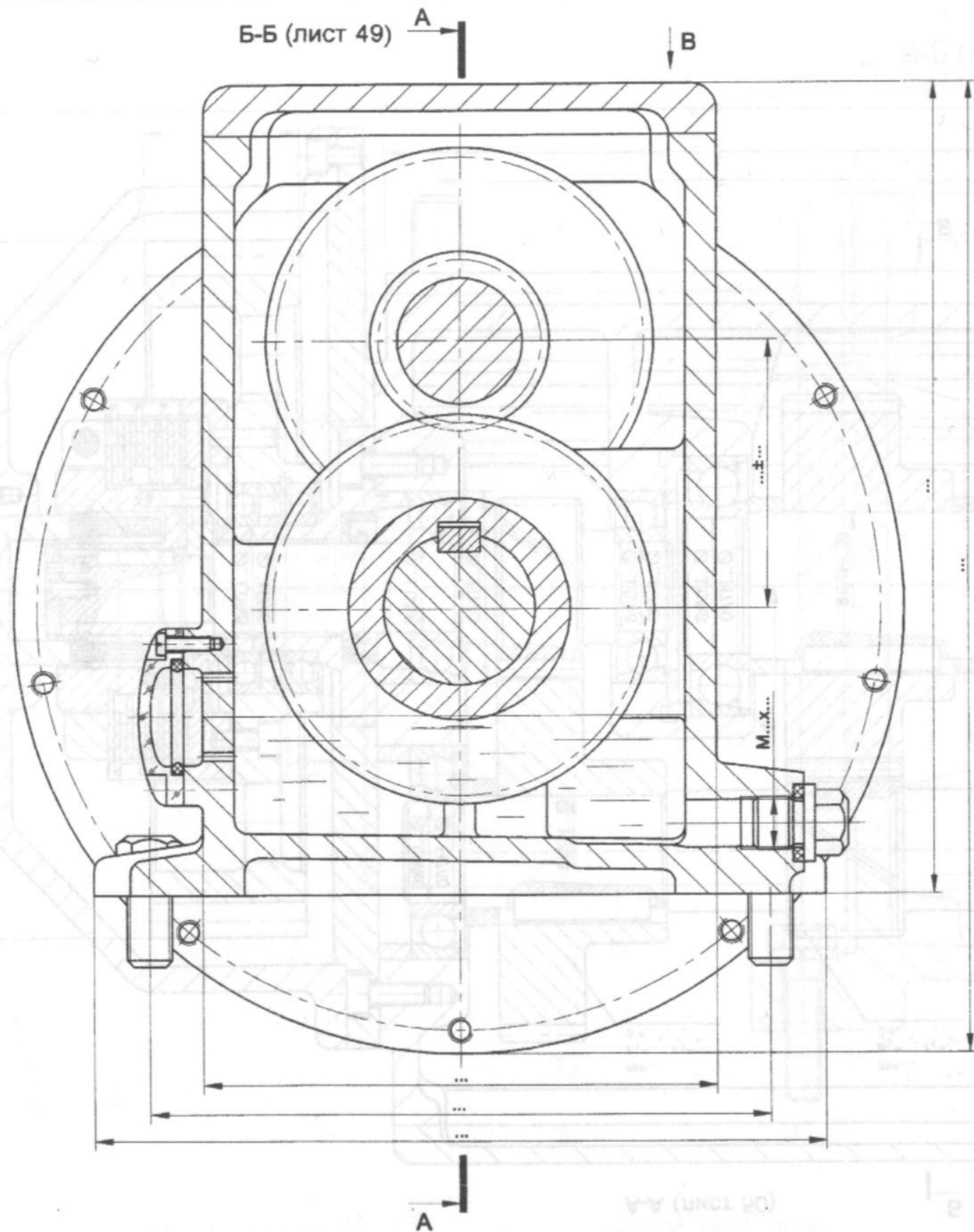
Лист 48

(свертка) 25
ΣΟΤΑΚΛΟΒ ΣΥΣΤΗΜΑΤΗΡΙΩΝ

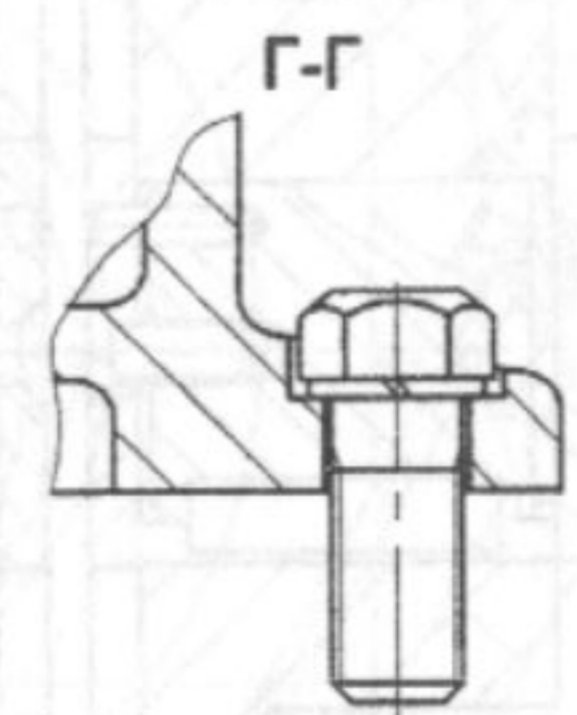
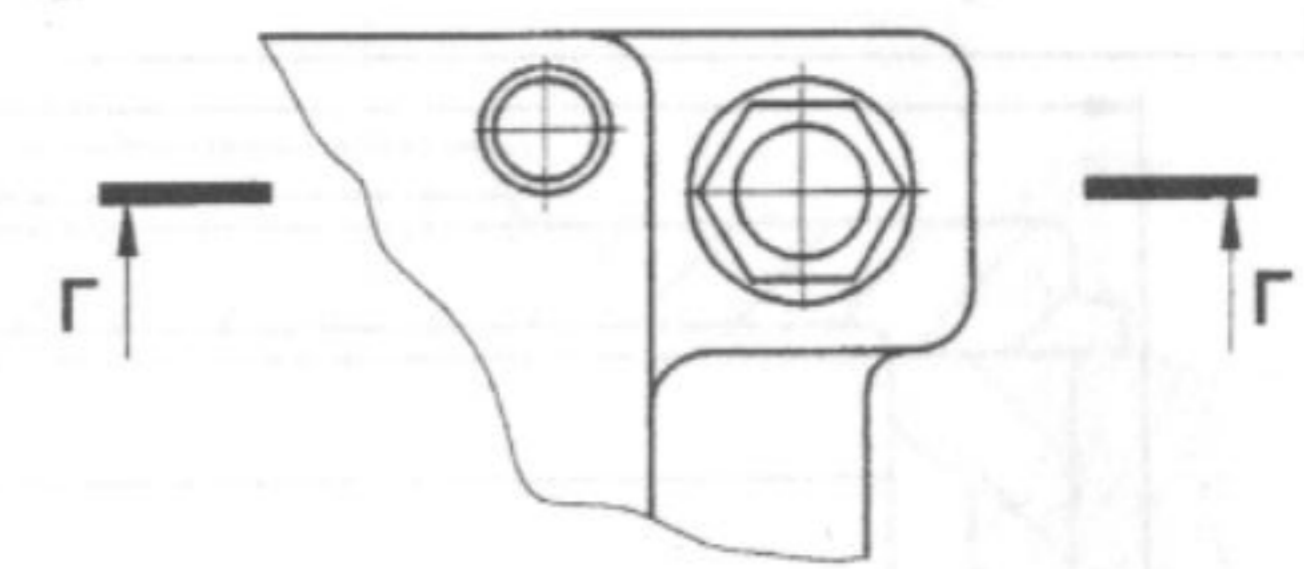


Редуктор специальный
(развертка)

Б-Б (лист 49)



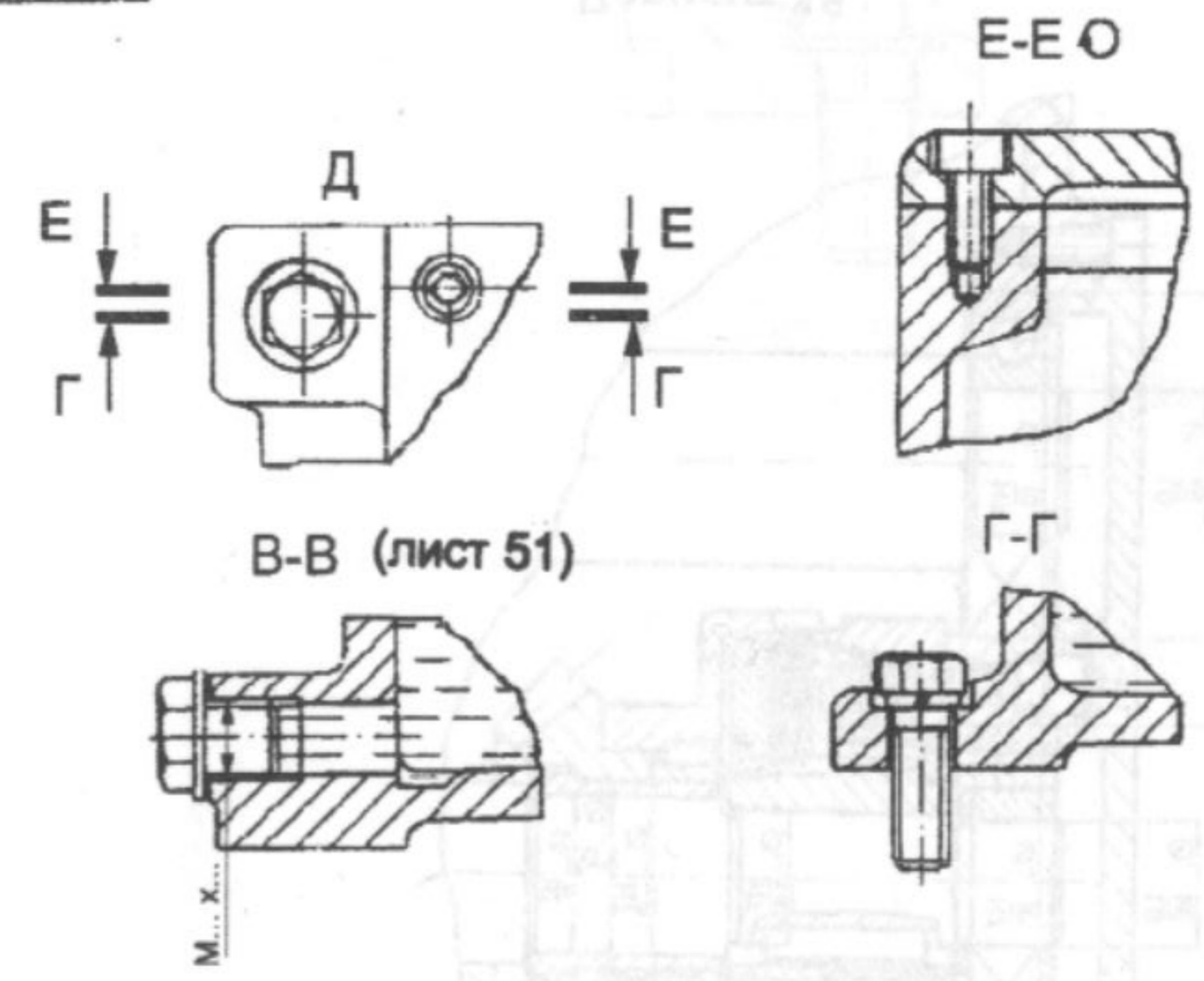
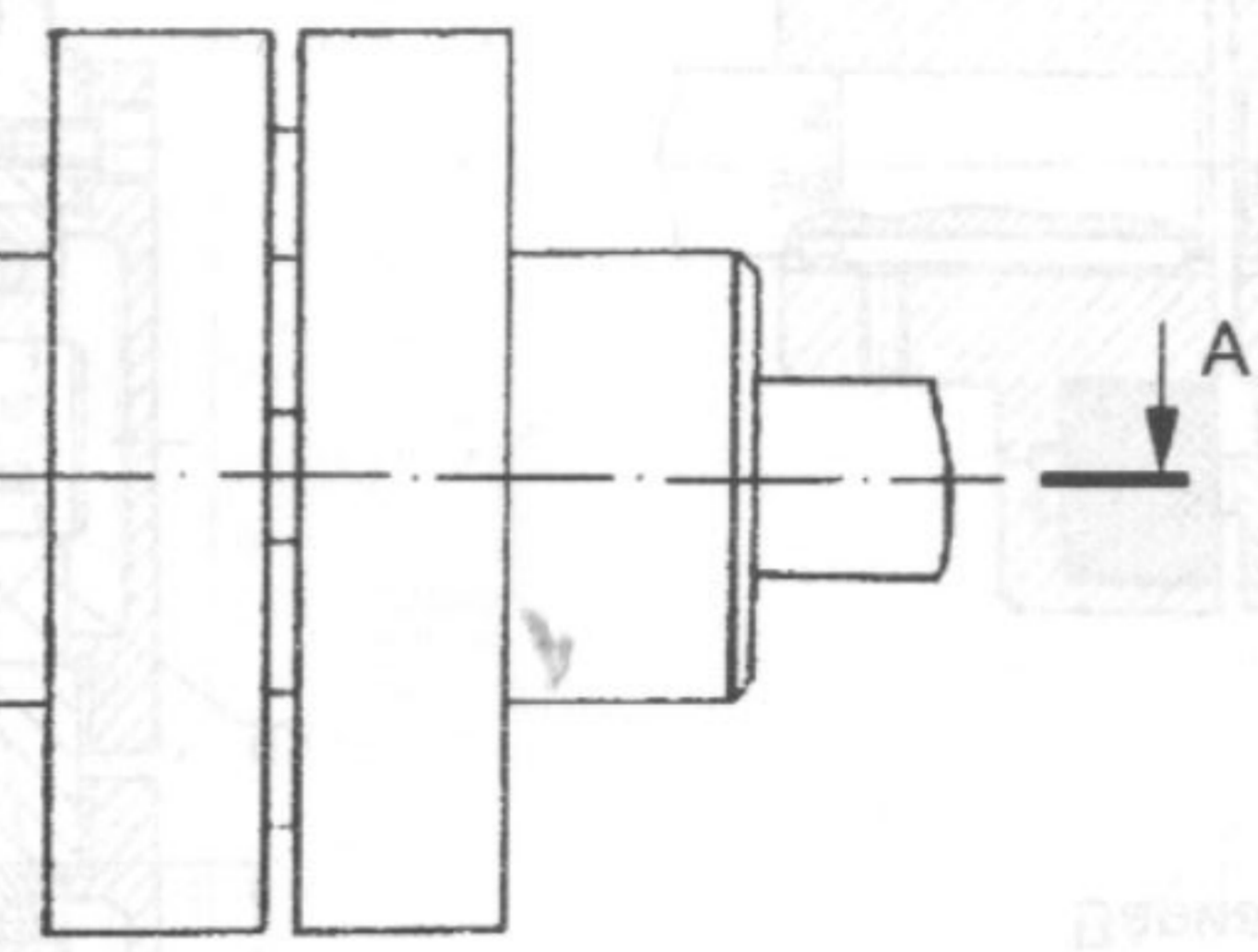
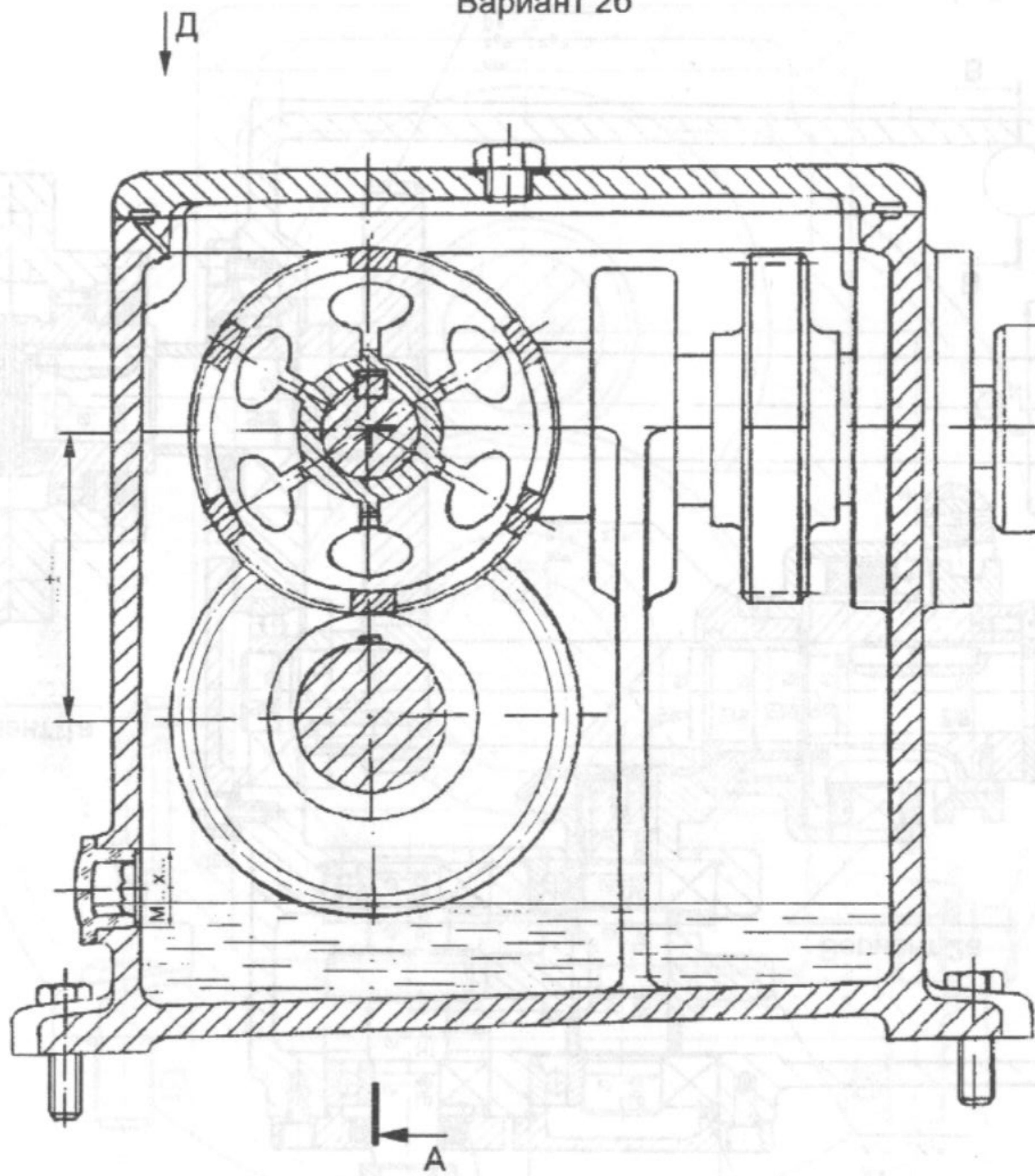
(безоблика)
внешней



Редуктор специальный
(свертка)

Лист 50

Б-Б (лист 51)
Вариант 26

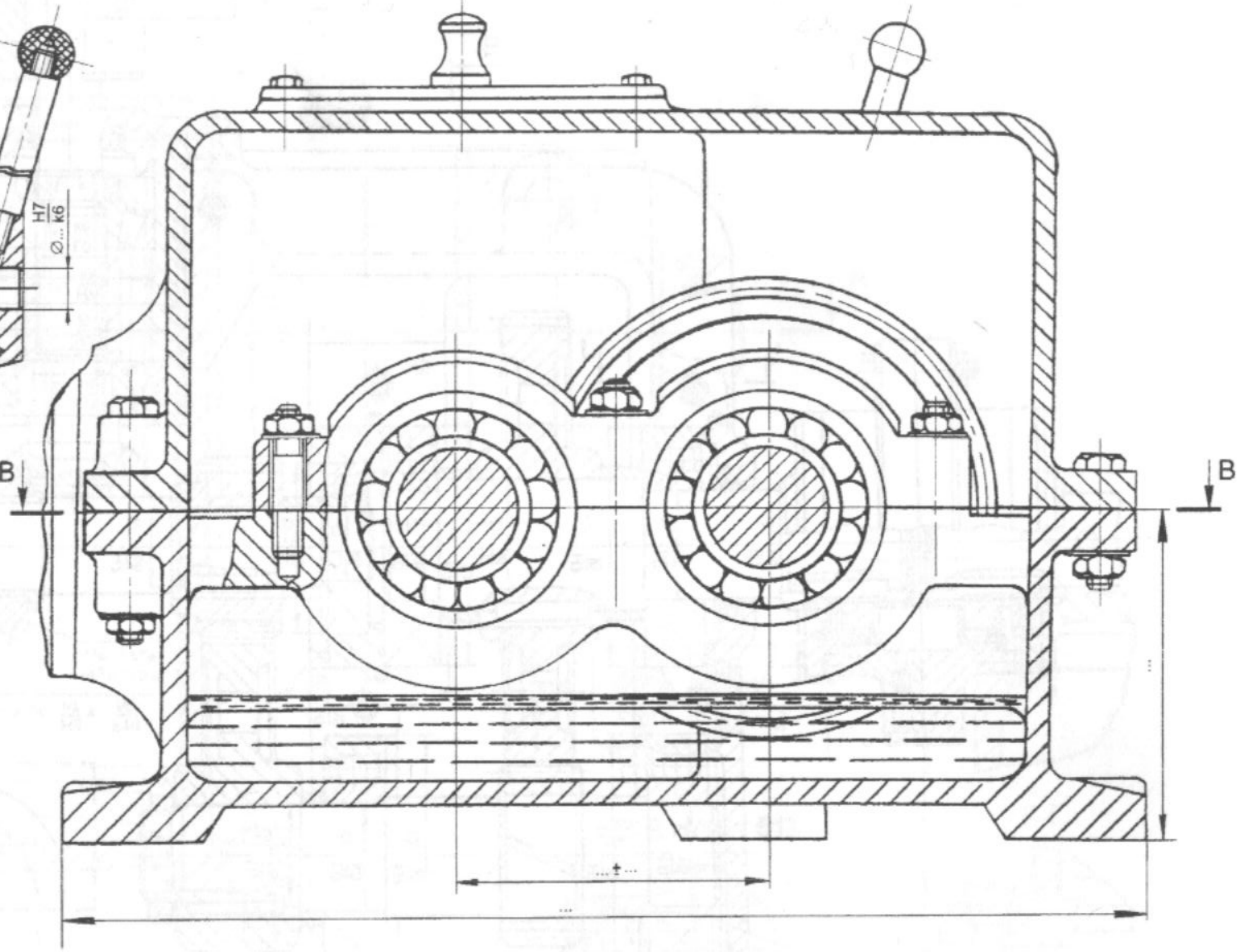
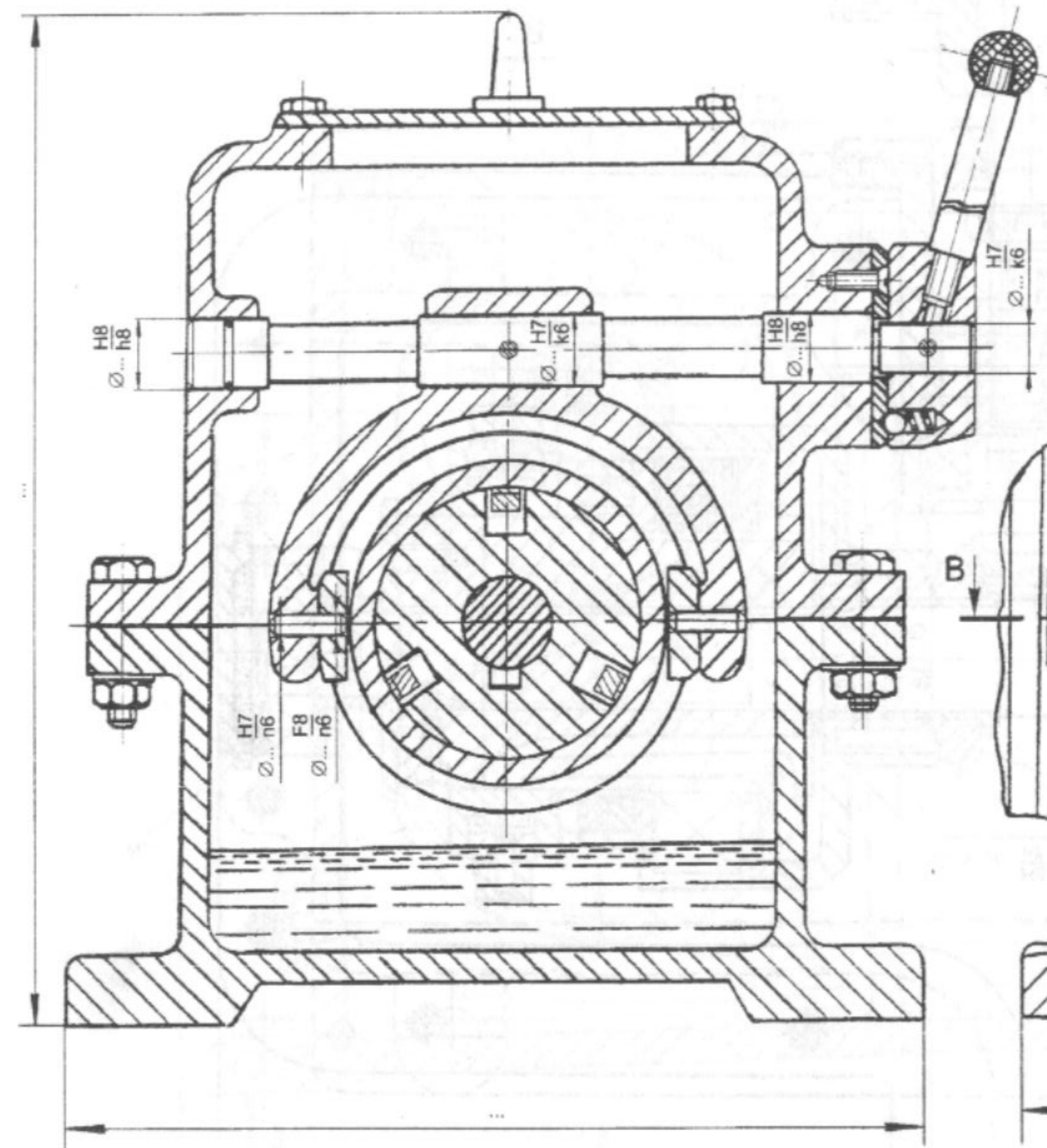


Редуктор специальный
(свертка)

Лист 52

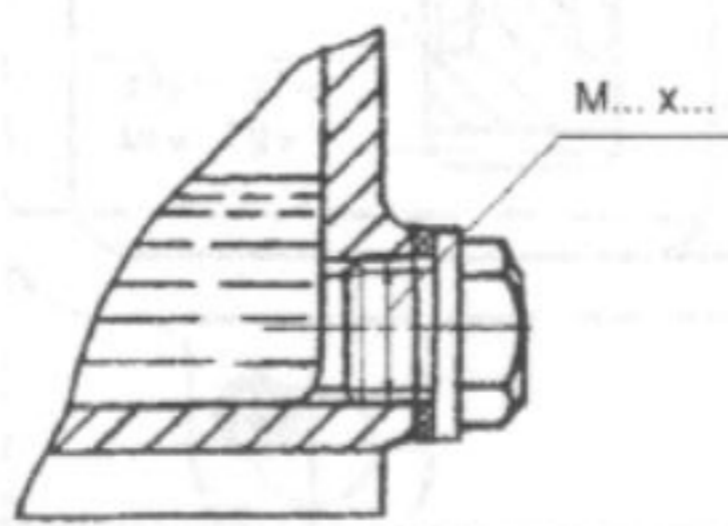
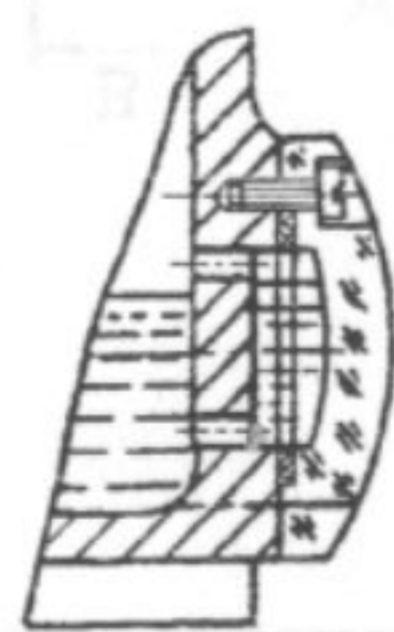
В-В (лист 53)

Б-Б (лист 53)



Д-Д (лист 53)

Г-Г (лист 53)



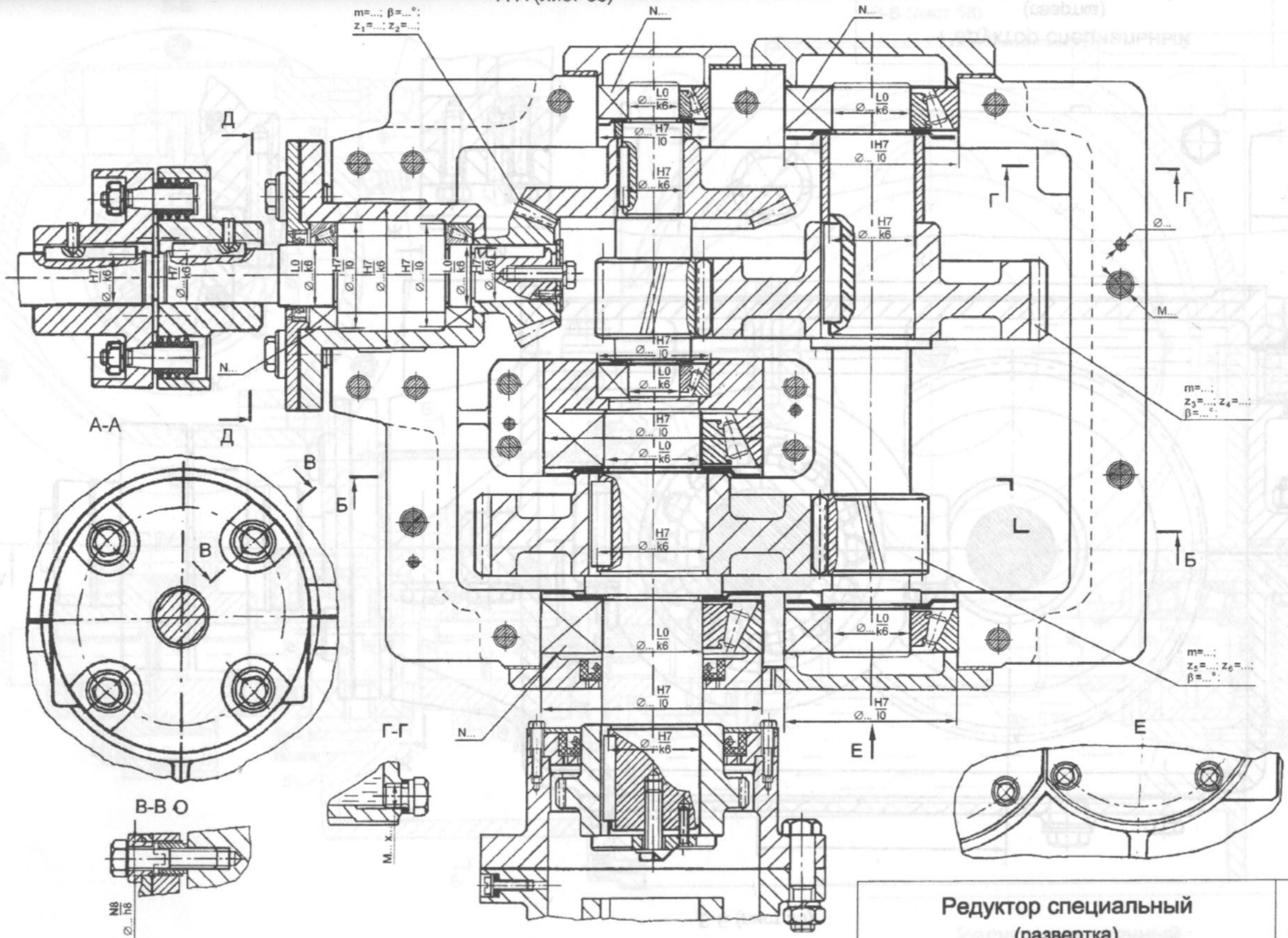
Редуктор специальный (свертка)	Лист 54
-----------------------------------	---------

A-A (лист 56)

$m=...; \beta=...^\circ;$
 $z_1=...; z_2=...$

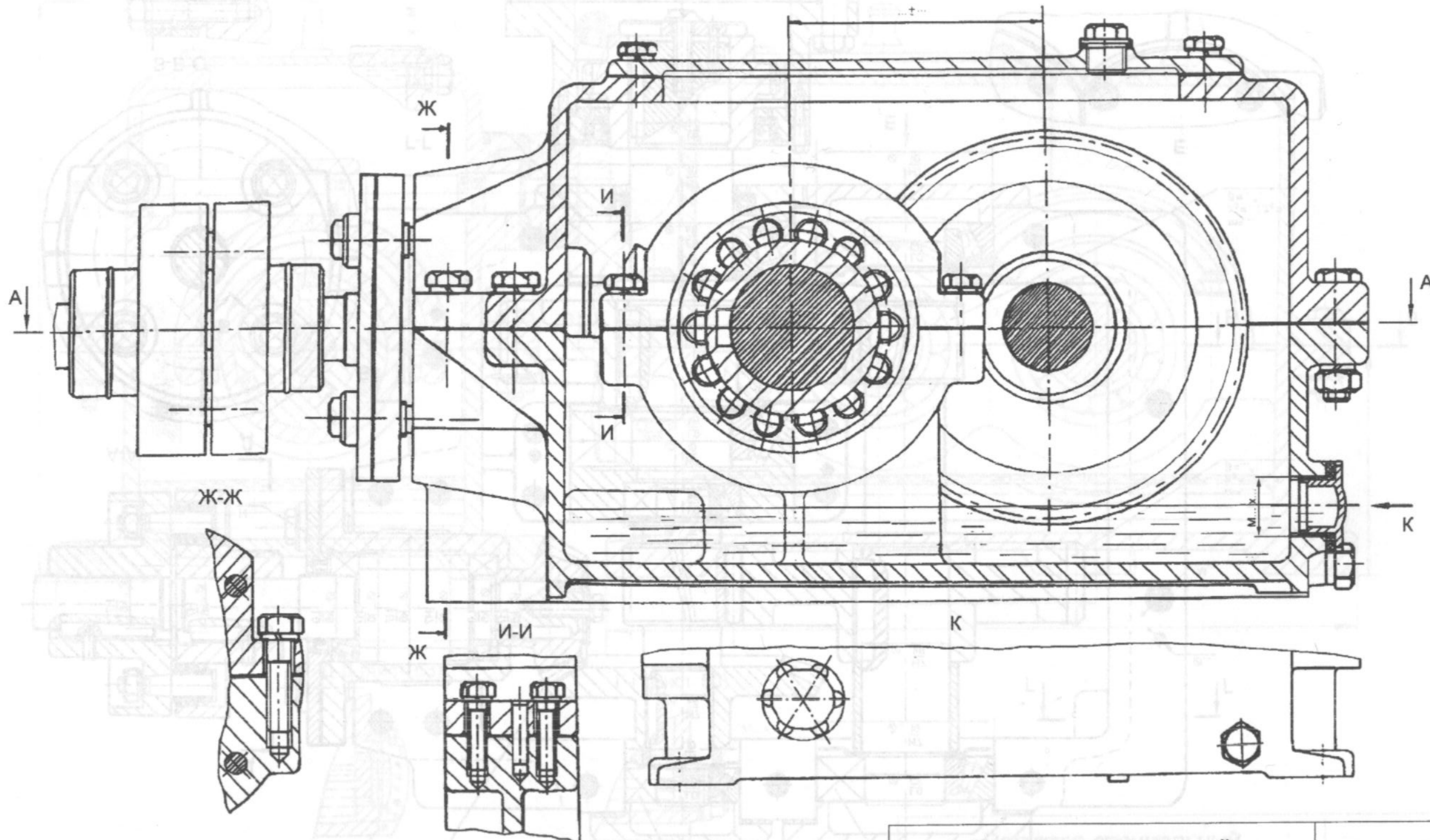
(собрать)

Лист 55

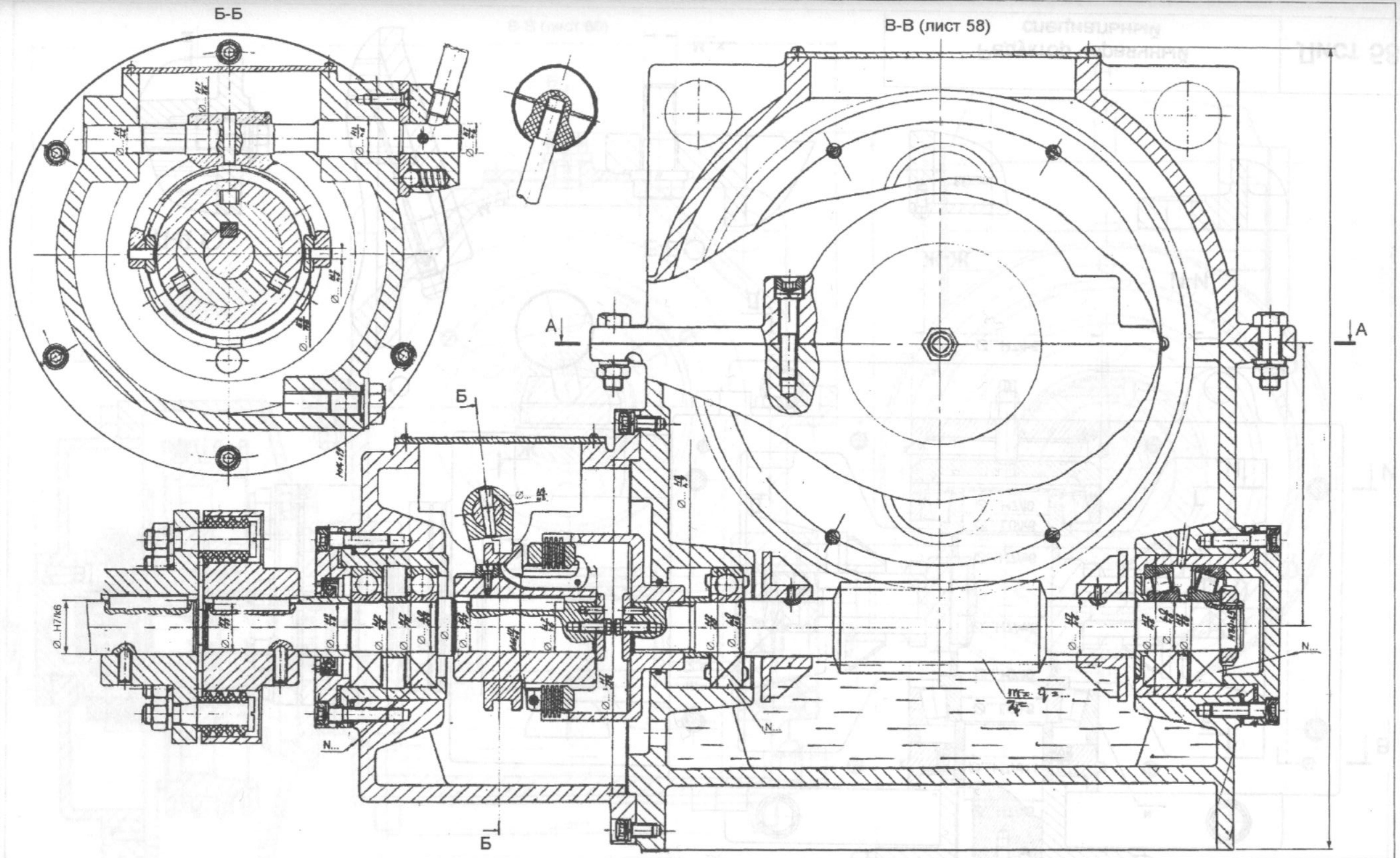


Редуктор специальный
(развертка)

Лист 55



Редуктор специальный
(свертка)



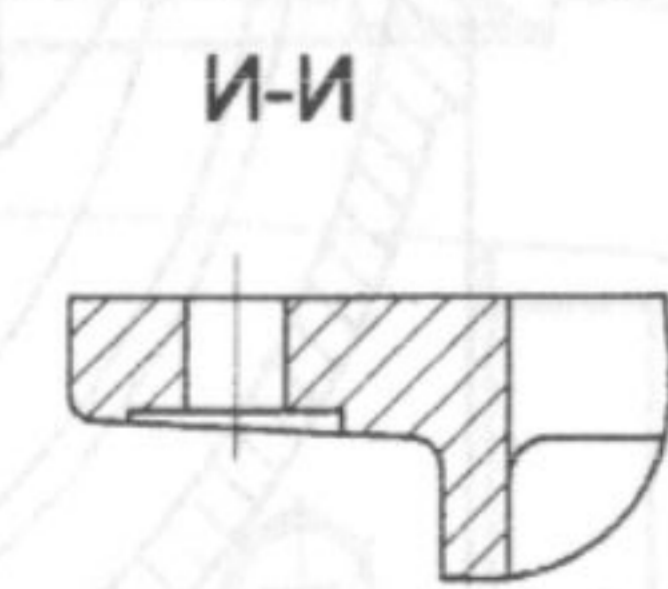
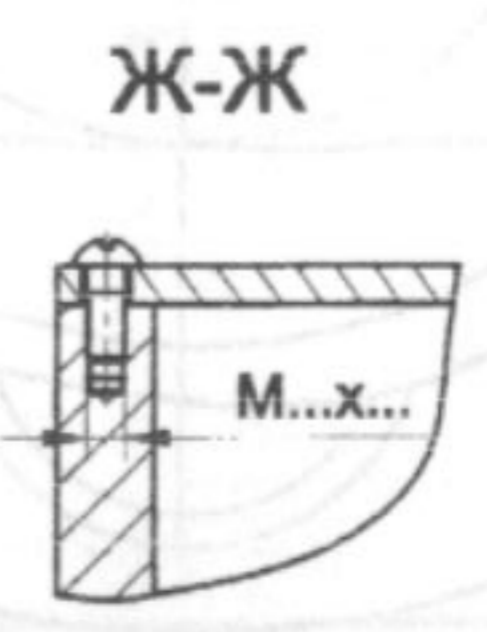
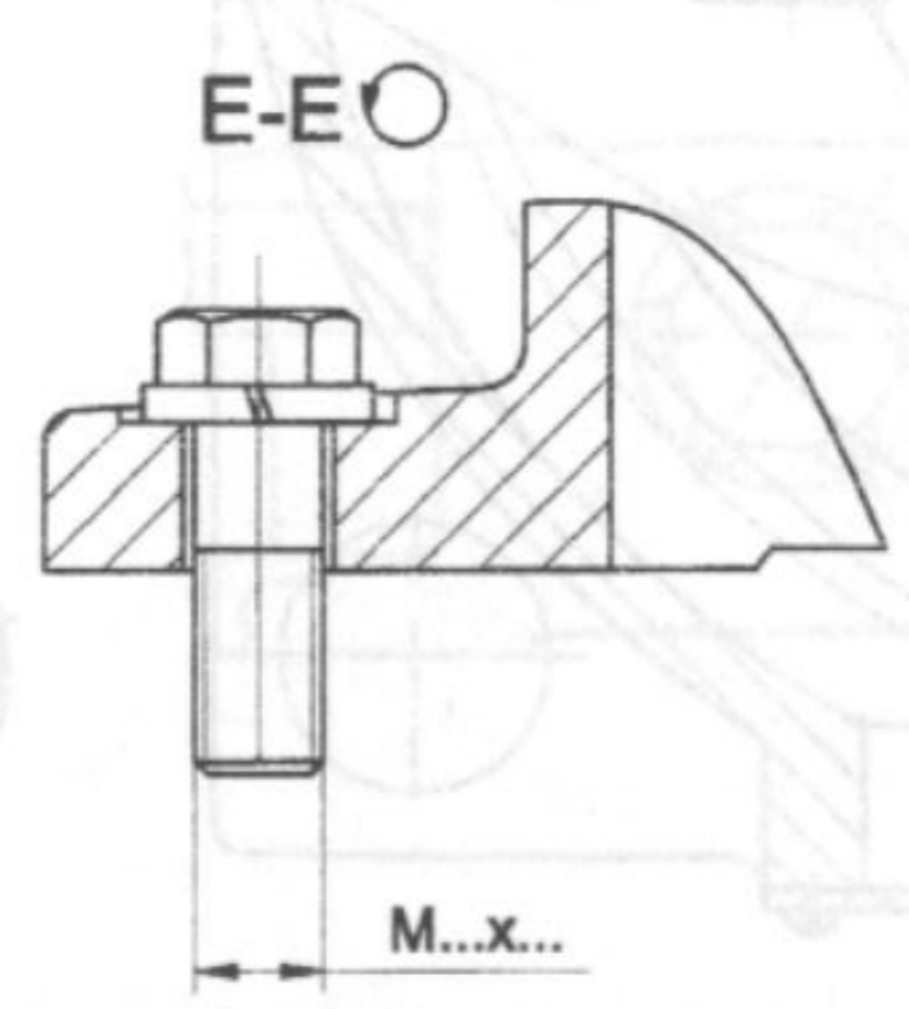
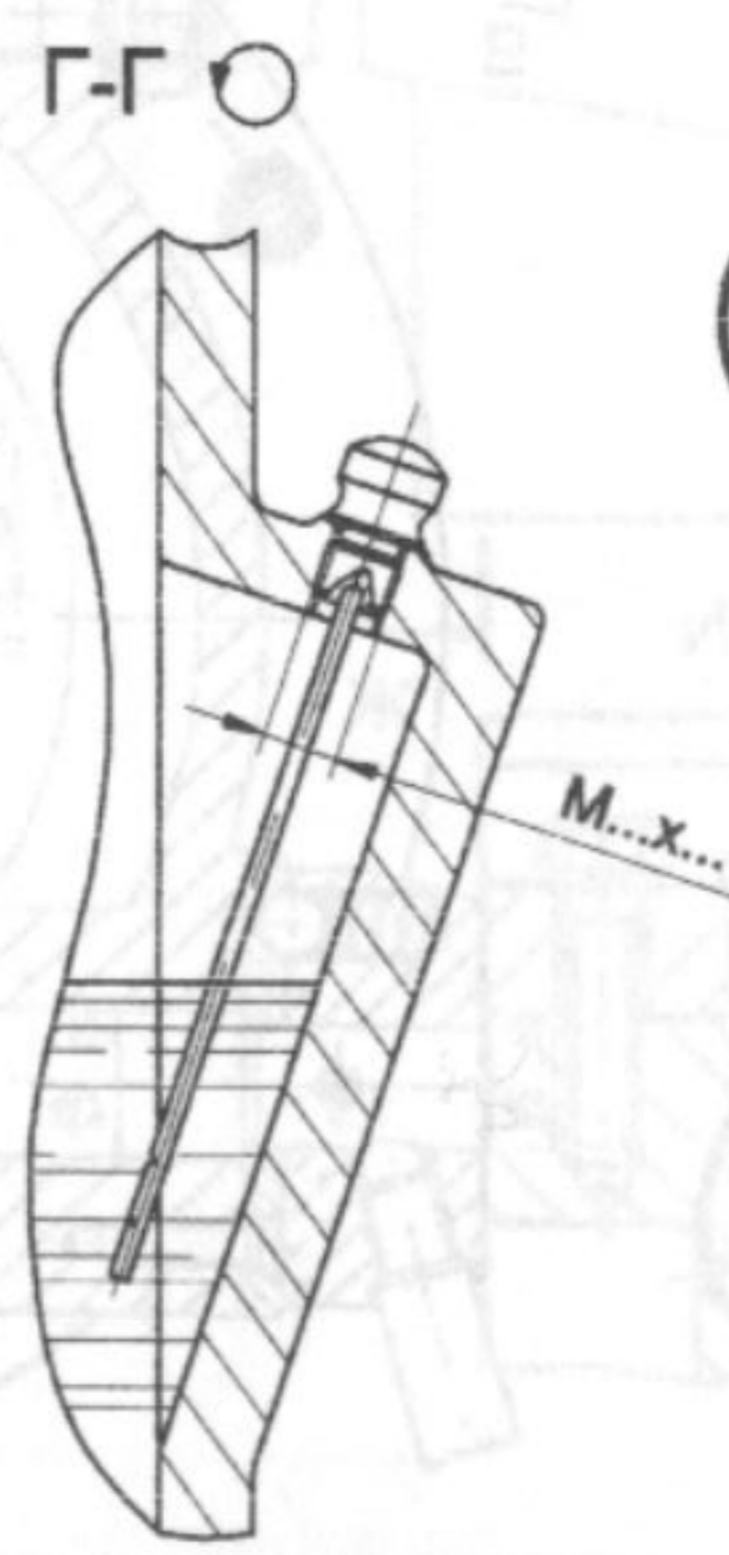
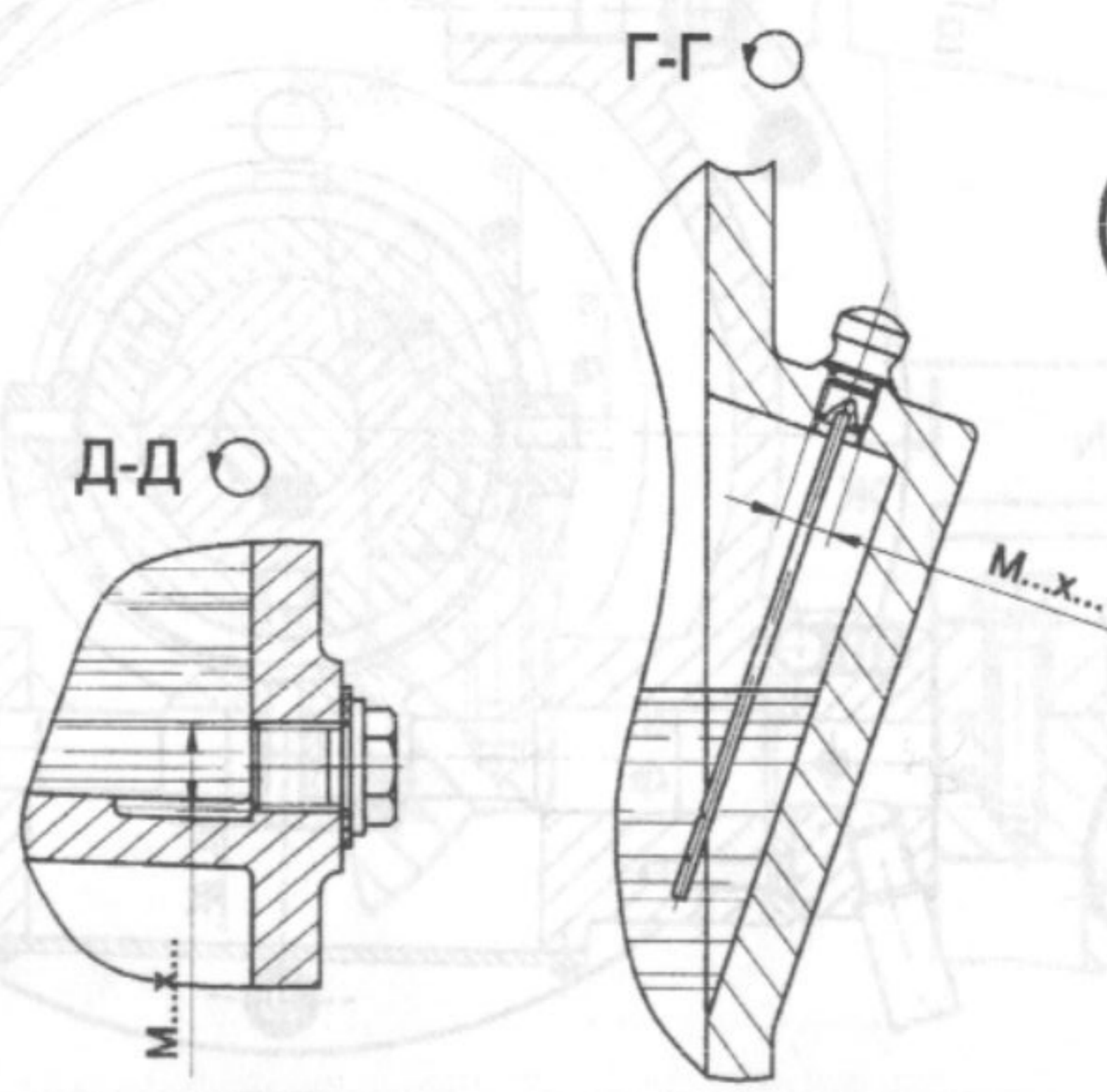
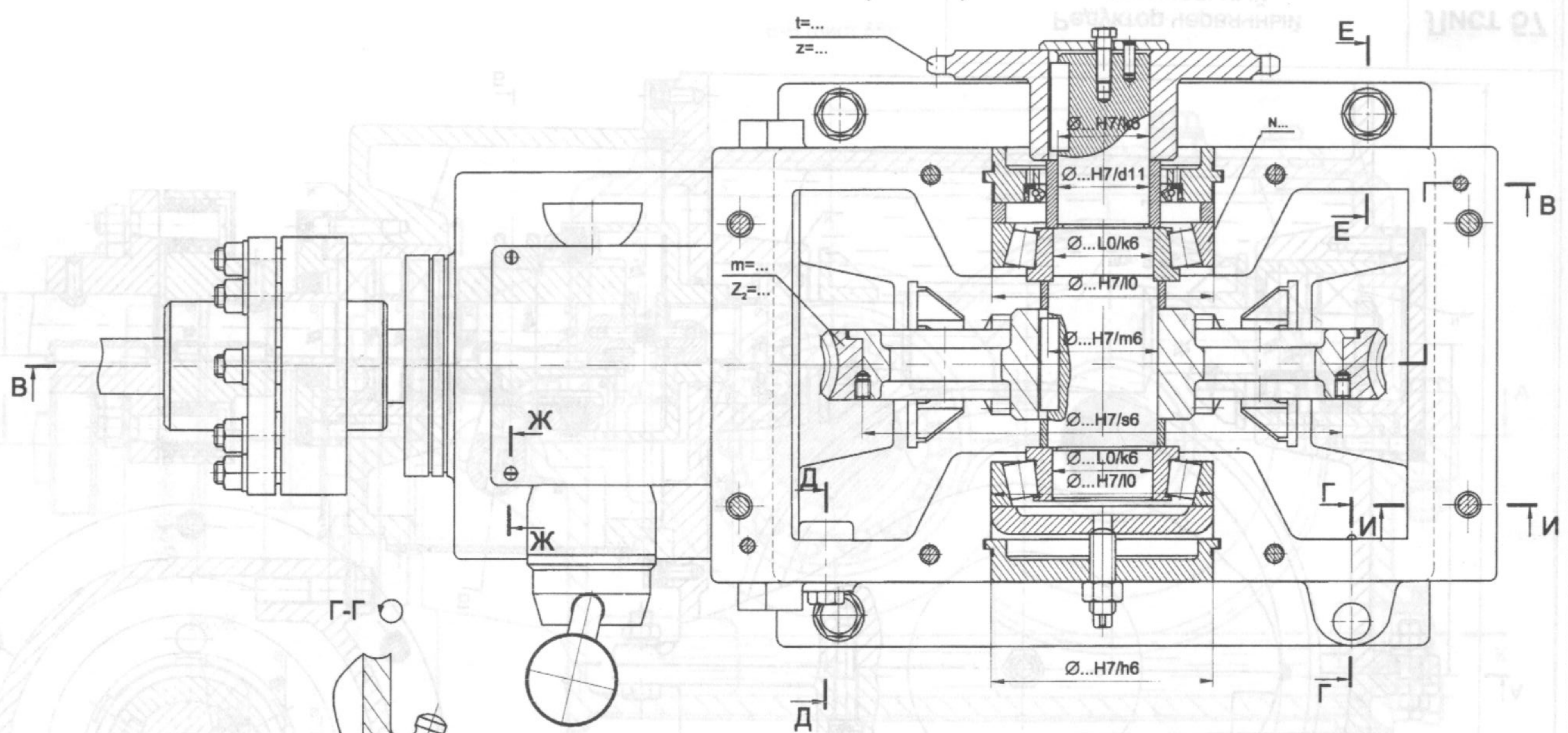
Редуктор червячный
специальный

Лист 57

А-А (лист 57)

СВЕТЛОТУРБИНИ
БЕТАКЛОБ АБОРЯЧНИНИ

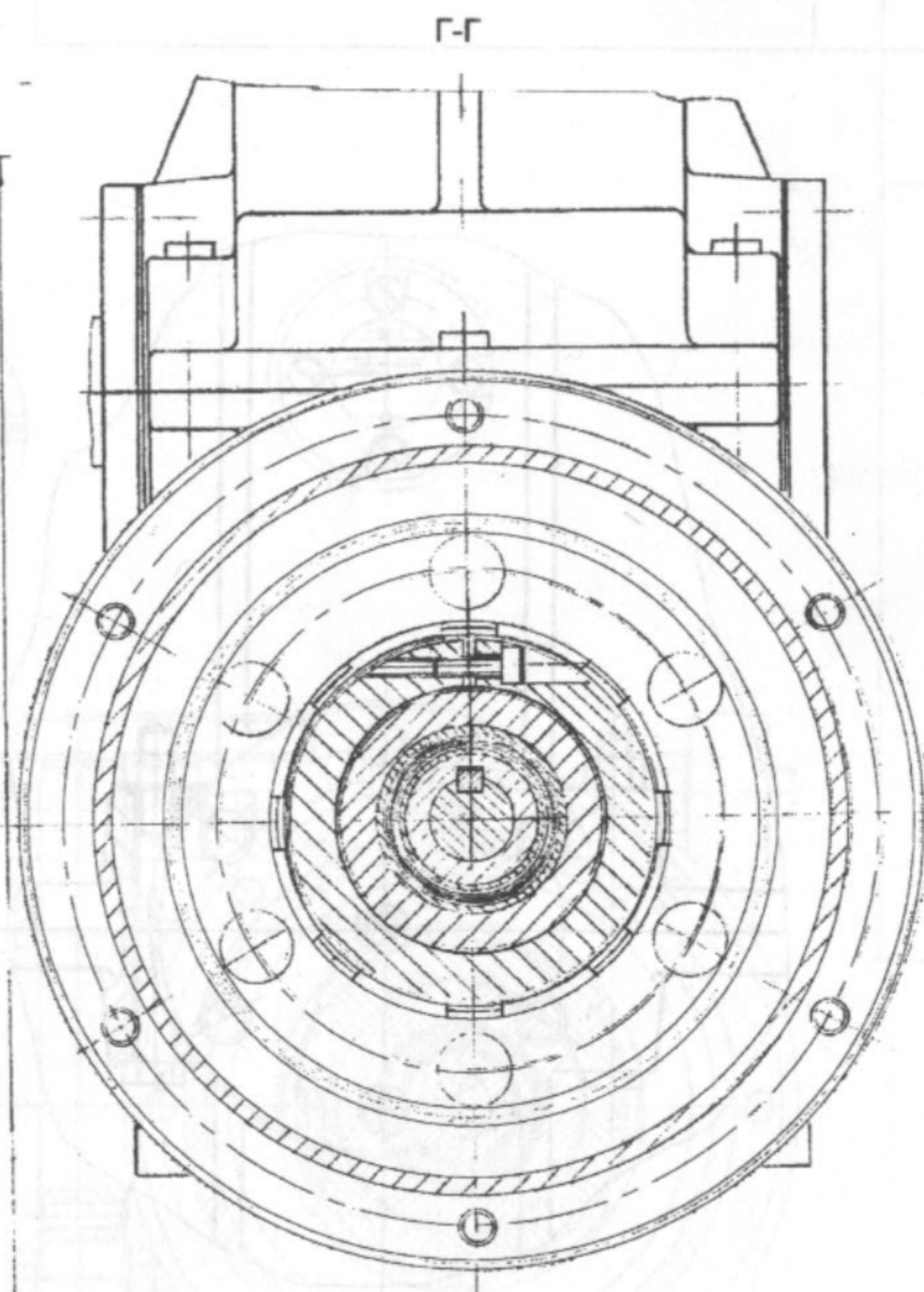
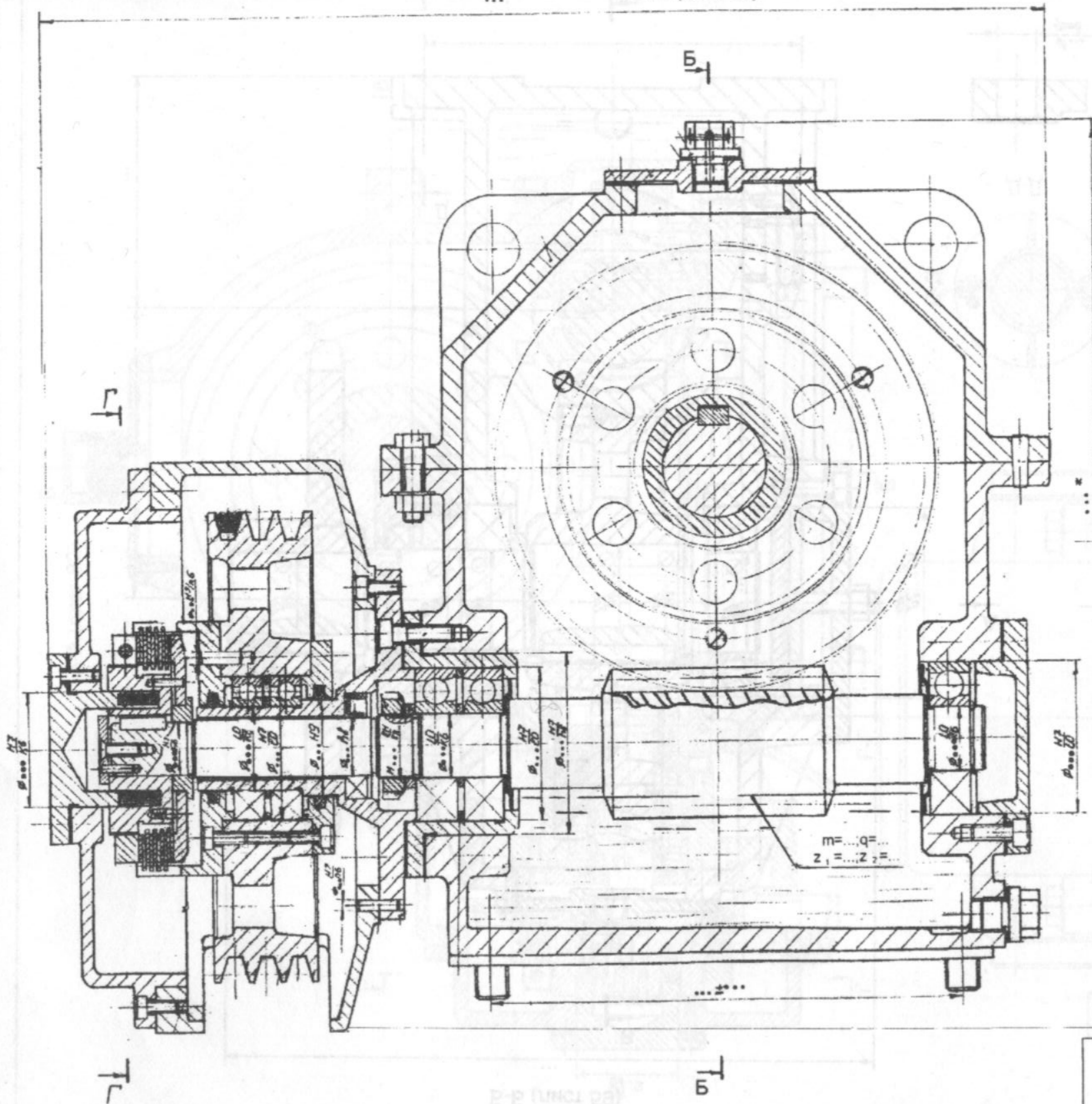
UNCL 23



Редуктор червячный
специальный

Лист 58

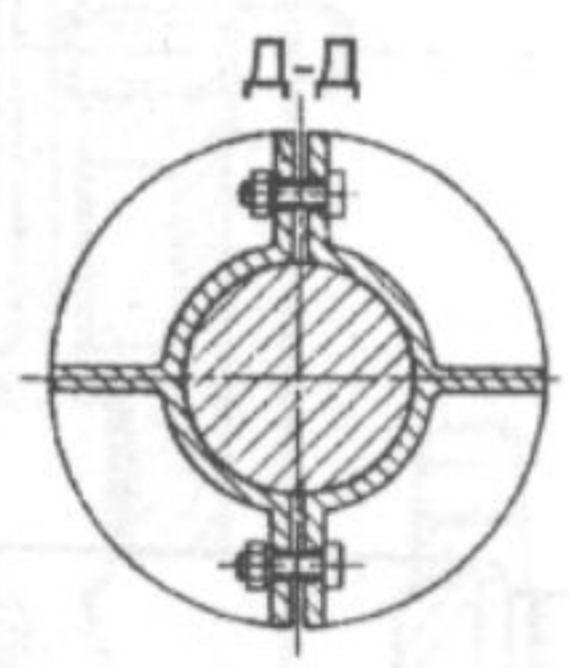
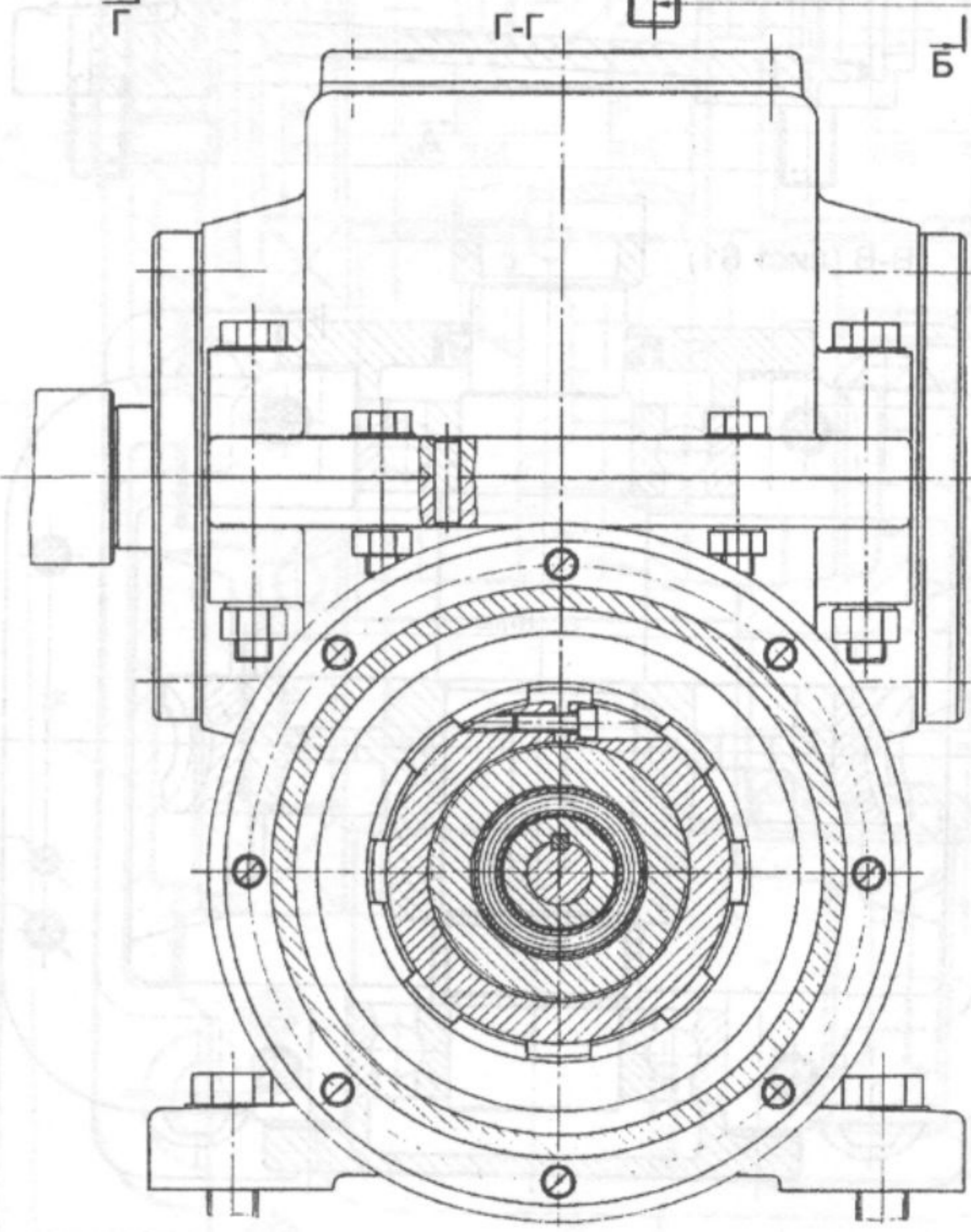
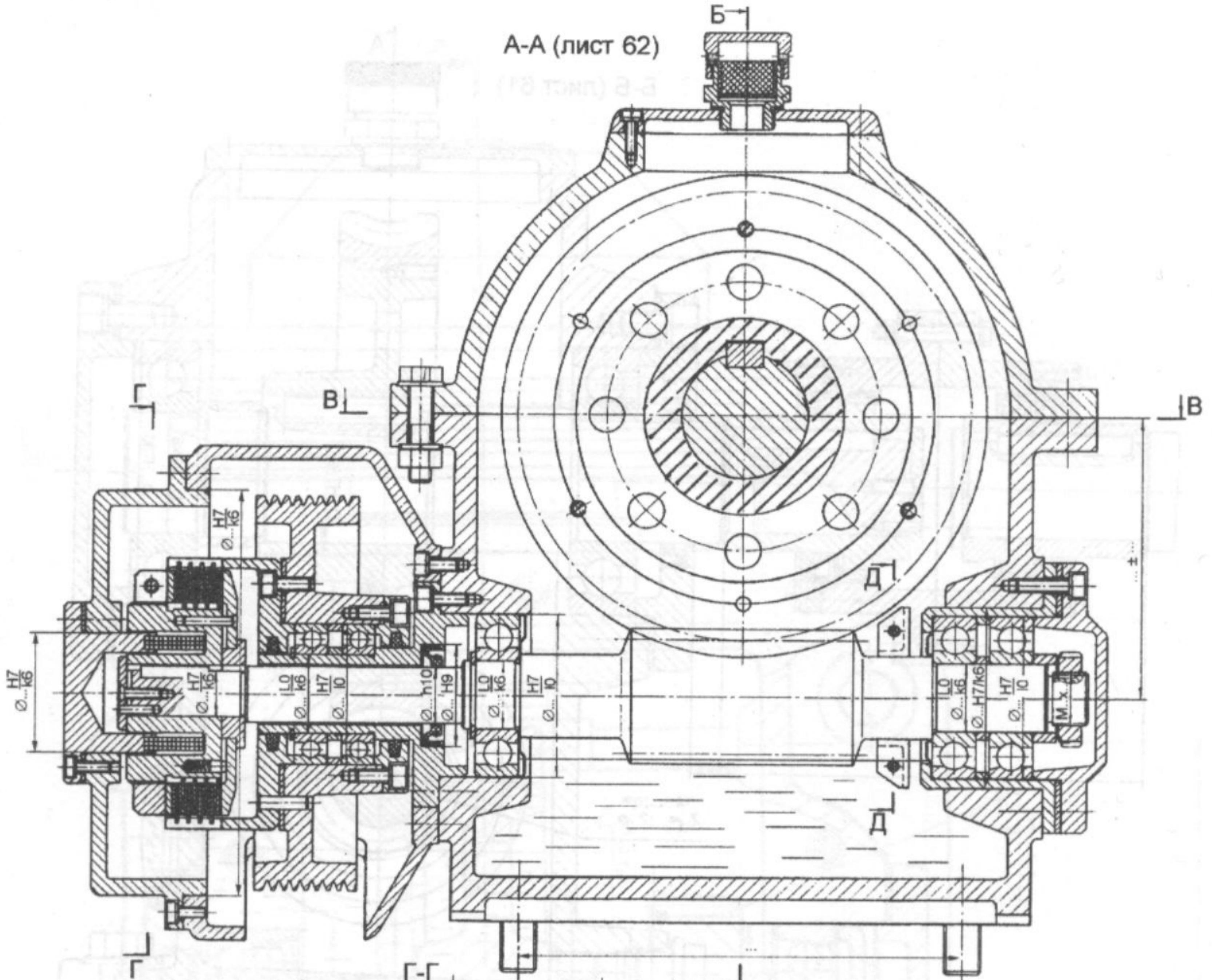
В-В (лист 60)



Редуктор червячный
специальный

Лист 59

А-А (лист 62)

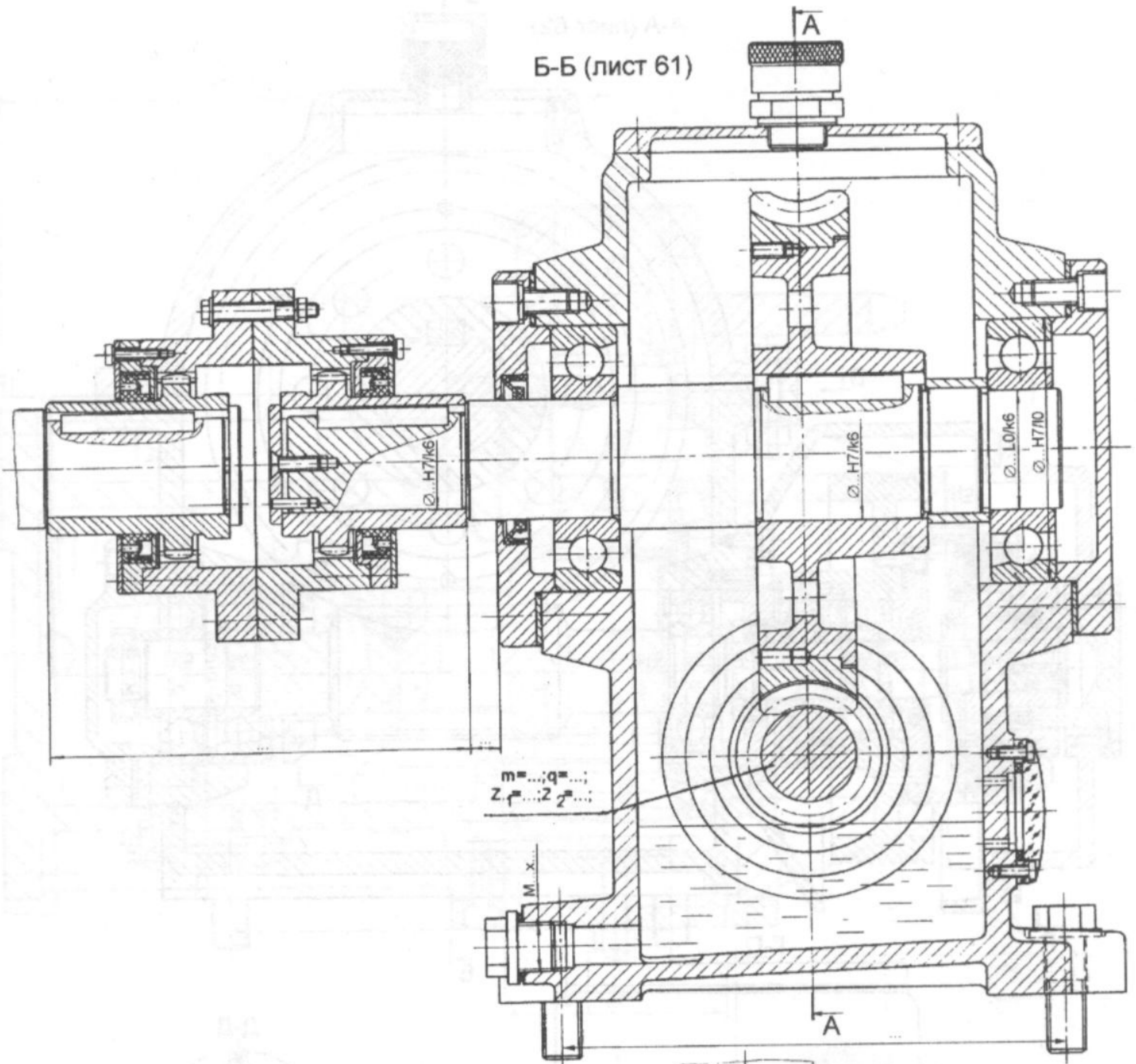


68

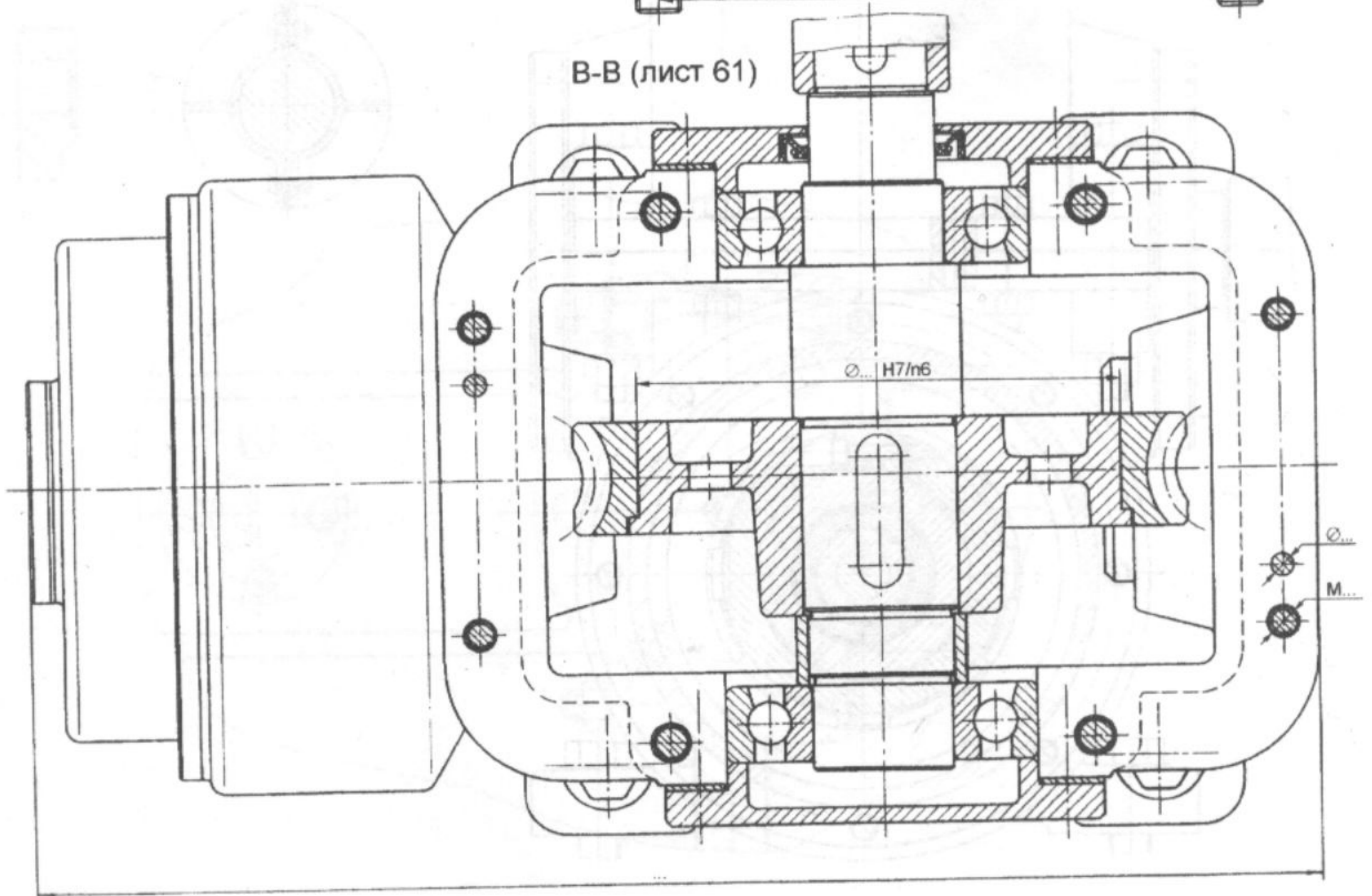
Редуктор червячный
специальный

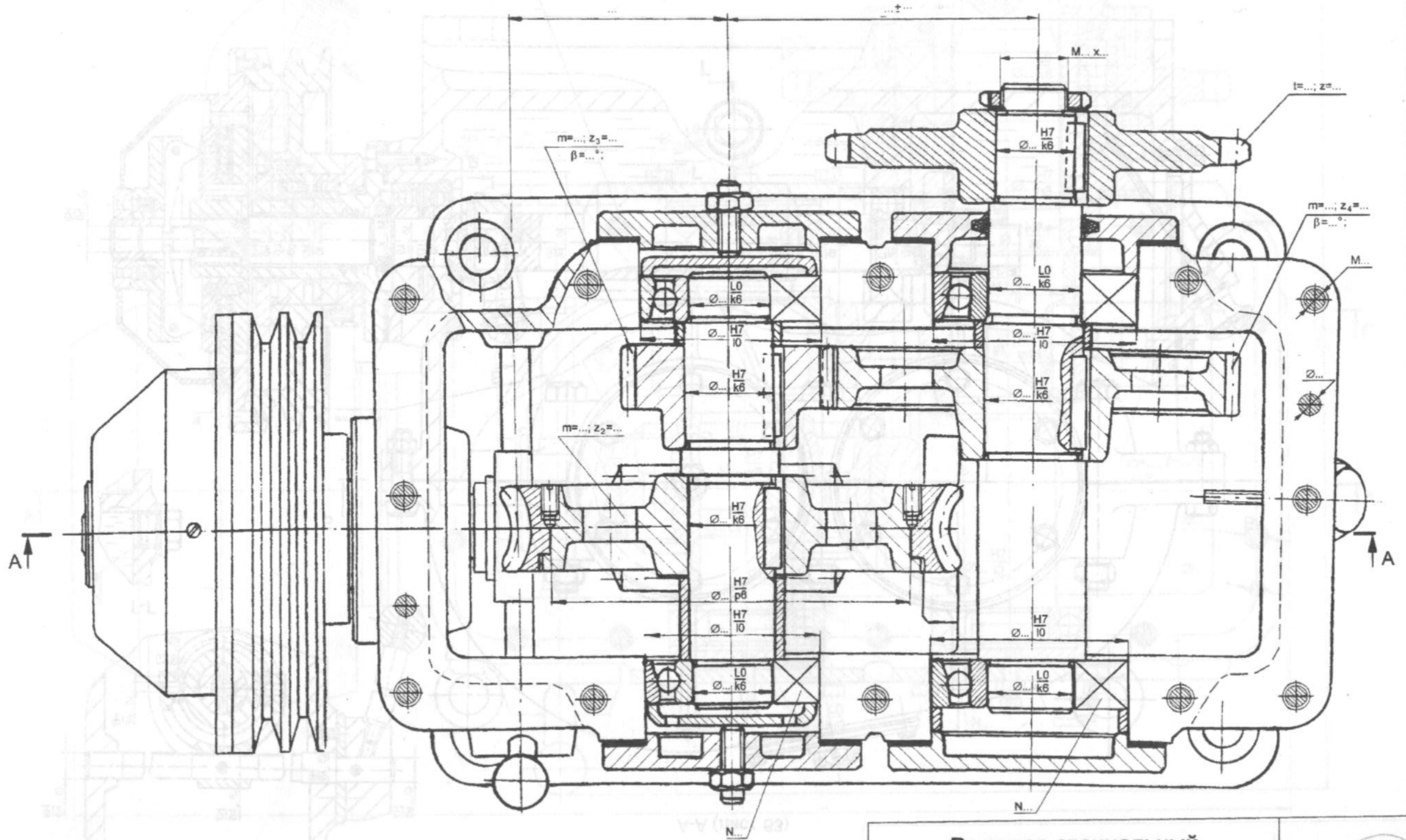
Лист 61

Б-Б (лист 61)



В-В (лист 61)



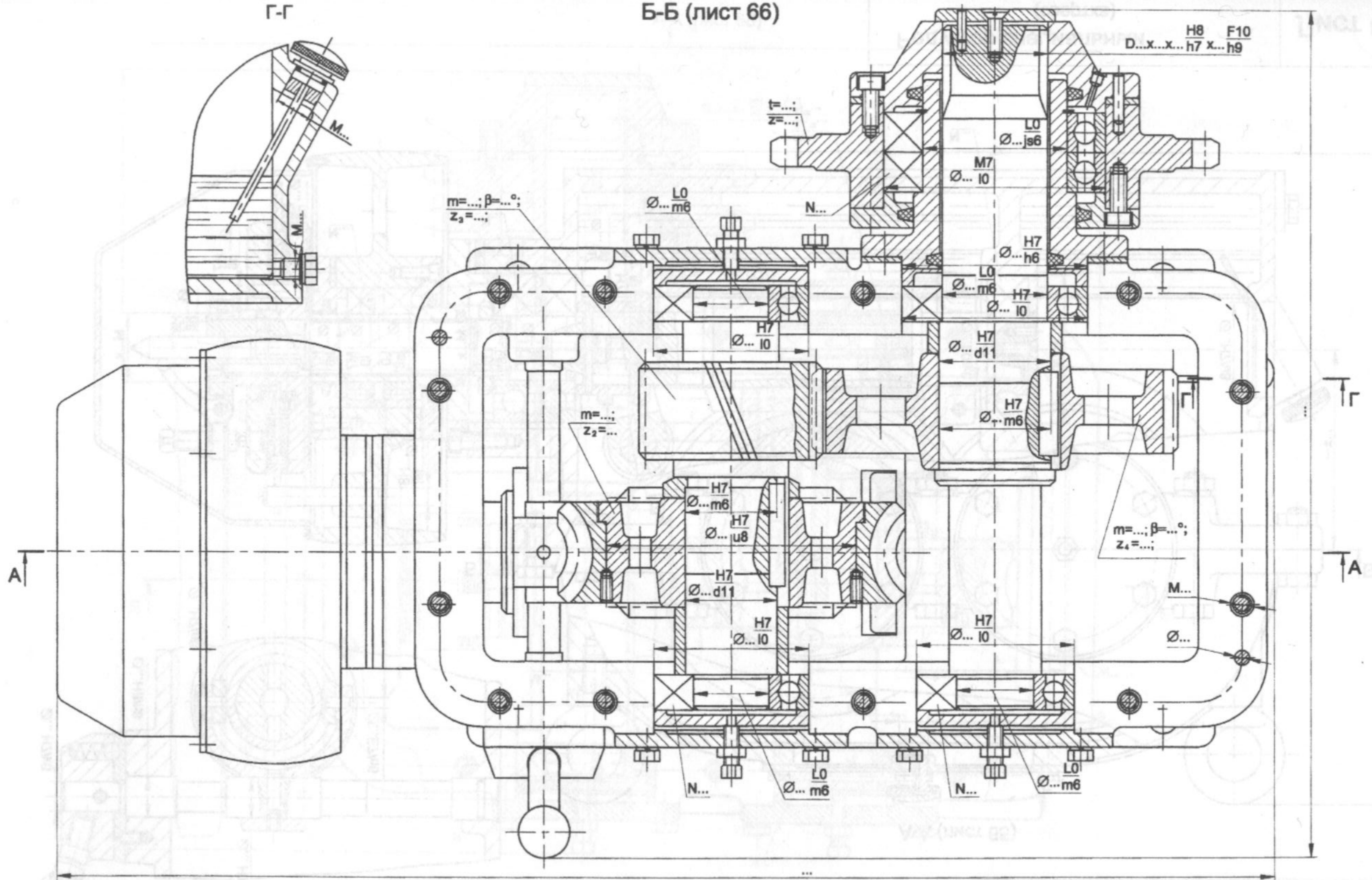


Редуктор специальный
(развертка)

Г-Г

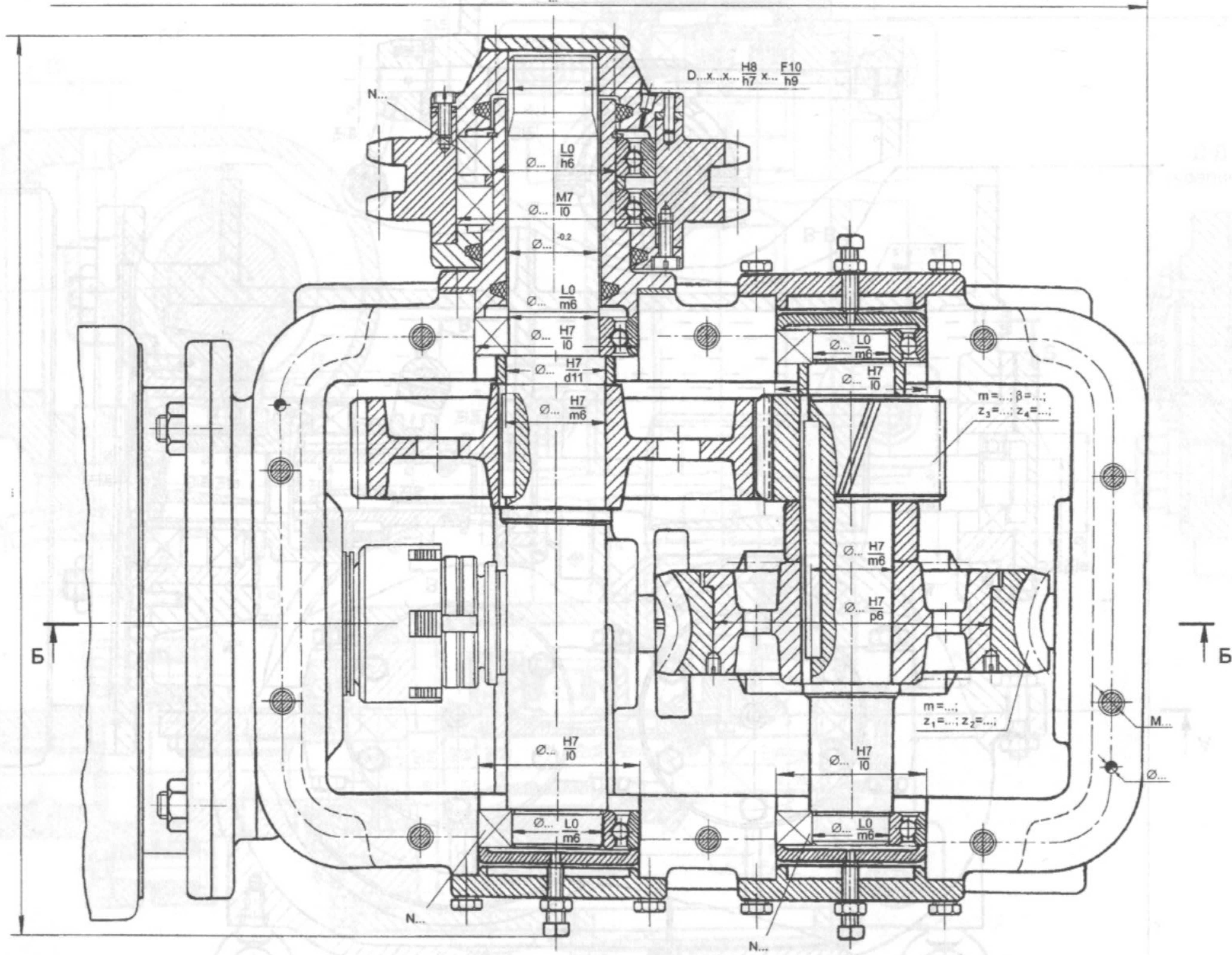
Б-Б (лист 66)

$D \dots x \dots x \dots h8 \quad F10$
 $h7 \quad x \dots h9$



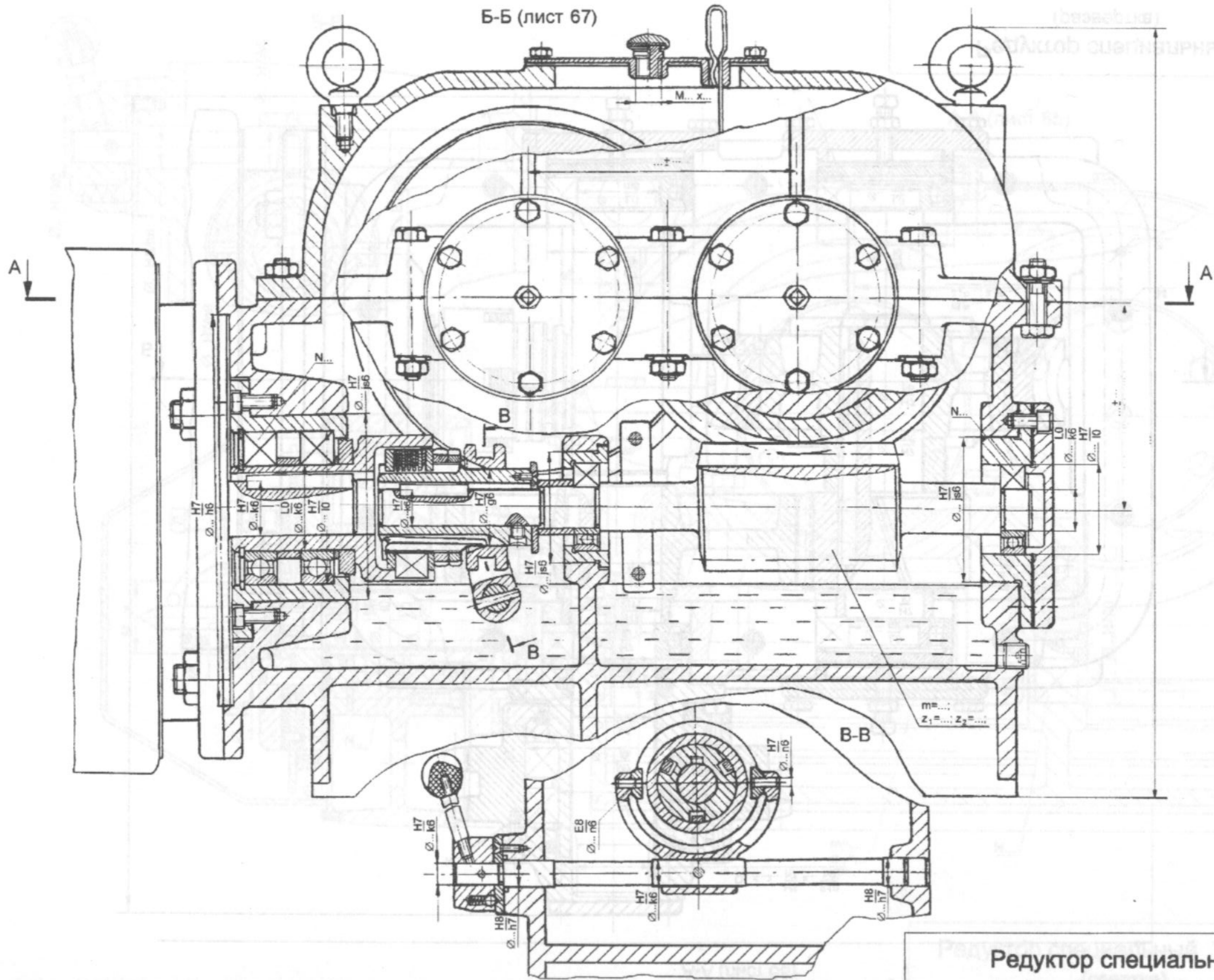
Редуктор специальный
(развертка)

Лист 65



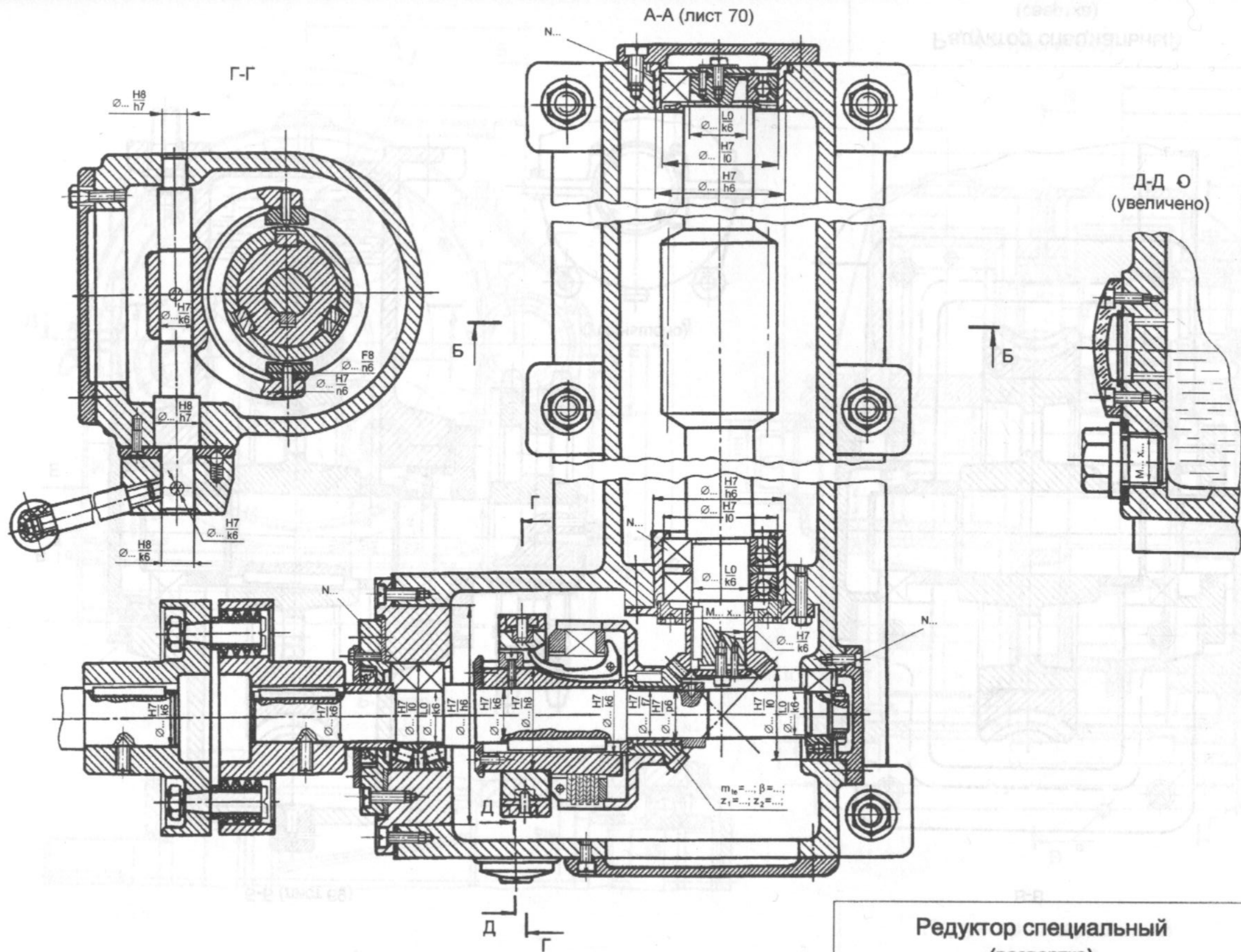
Редуктор специальный
(развертка)

Б-Б (лист 67)



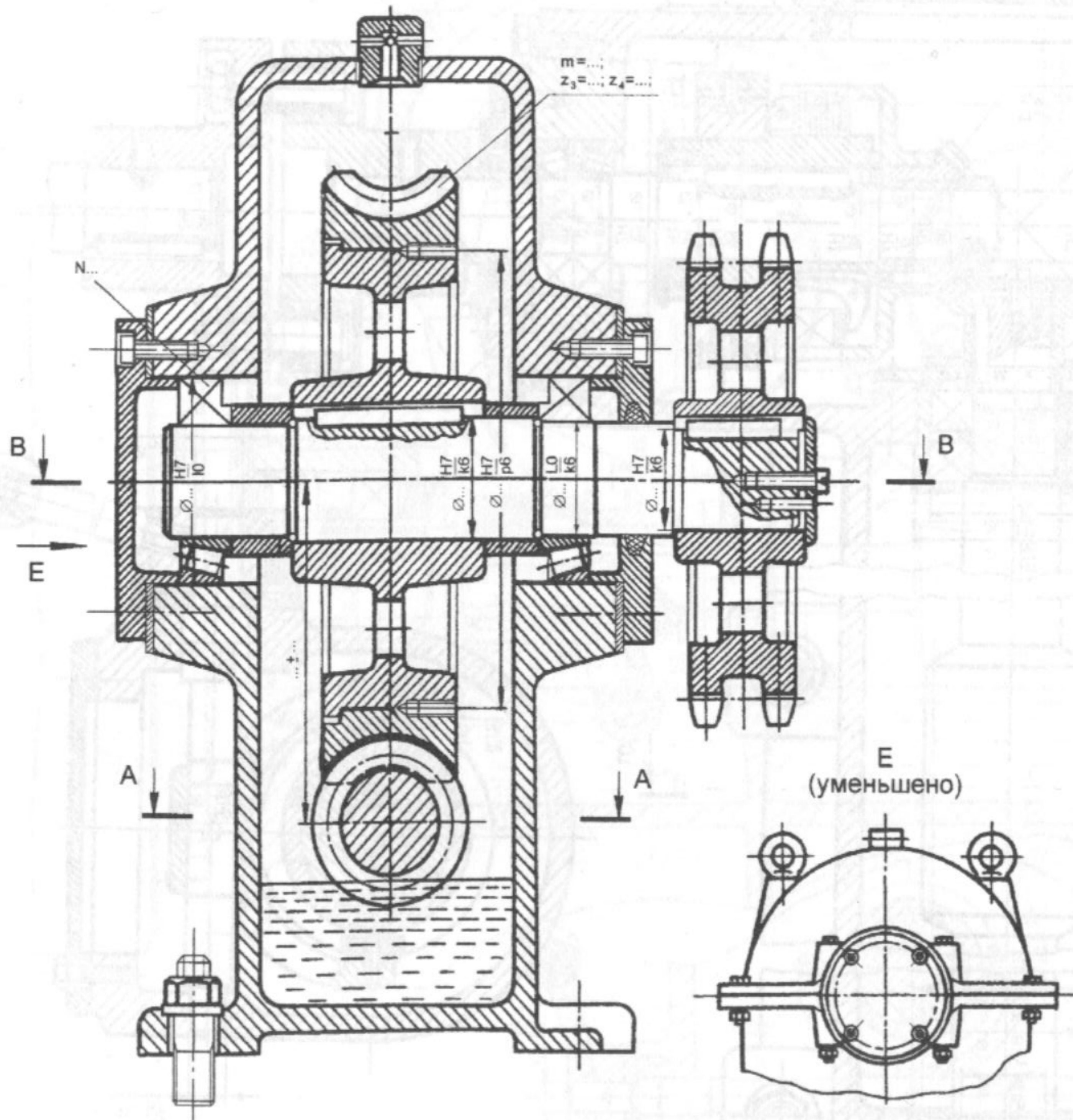
Редуктор специальный
(свертка)

Лист 68

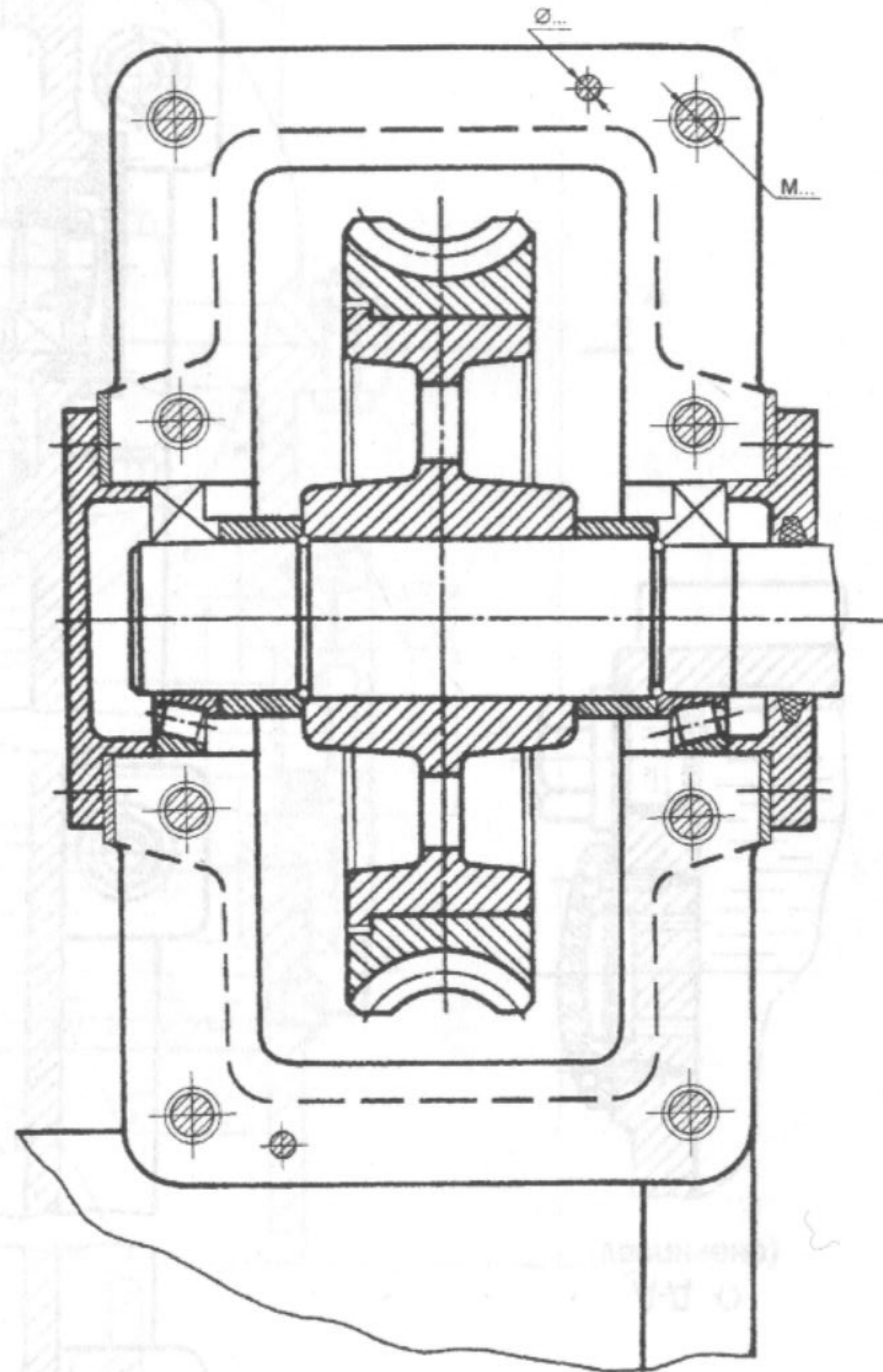


Редуктор специальный
(развертка)

Б-Б (лист 69)

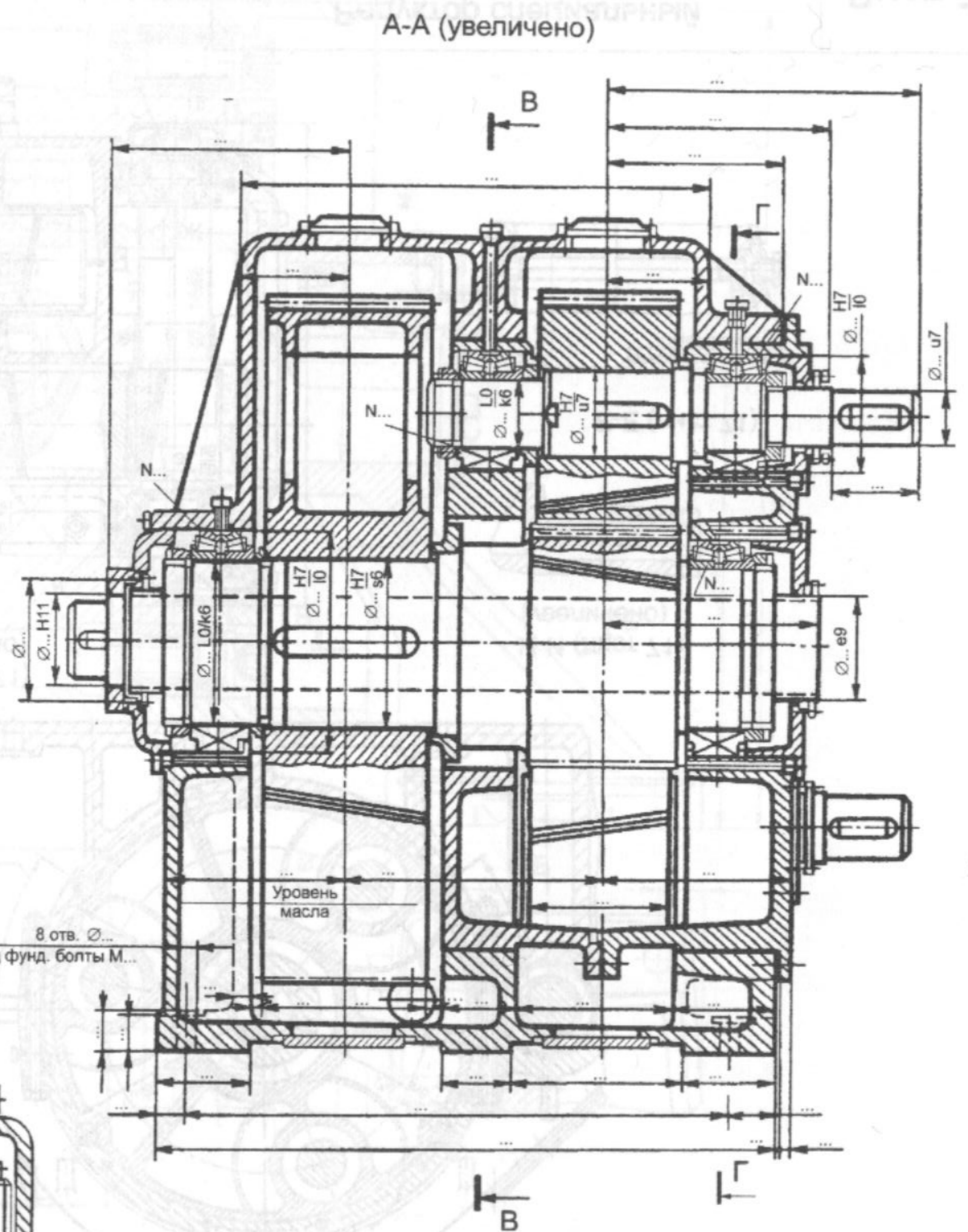
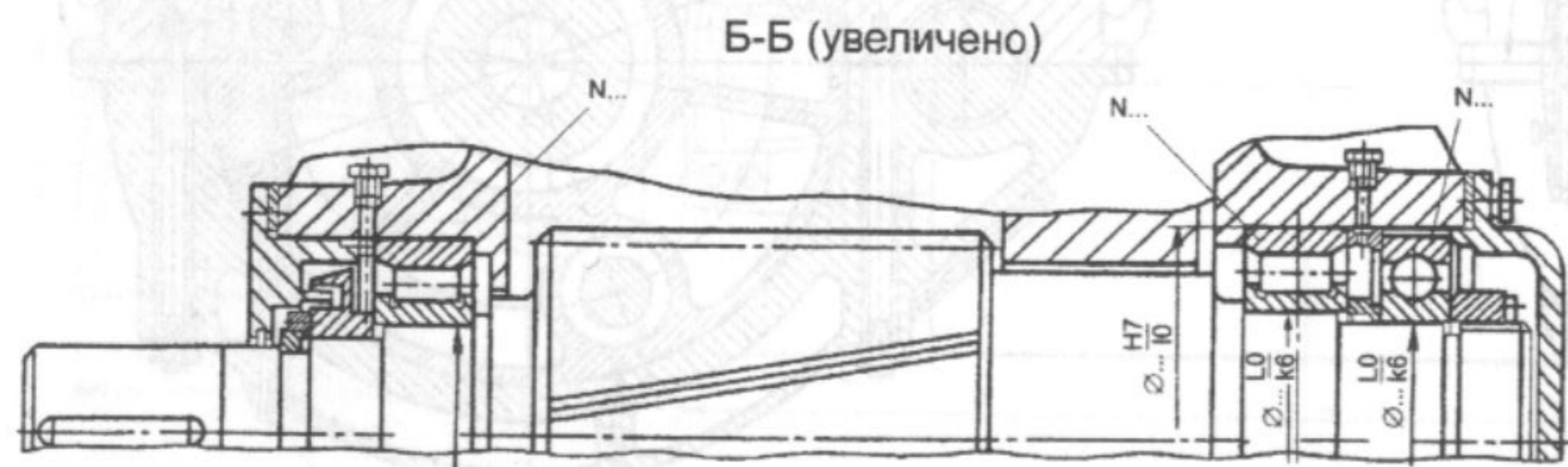
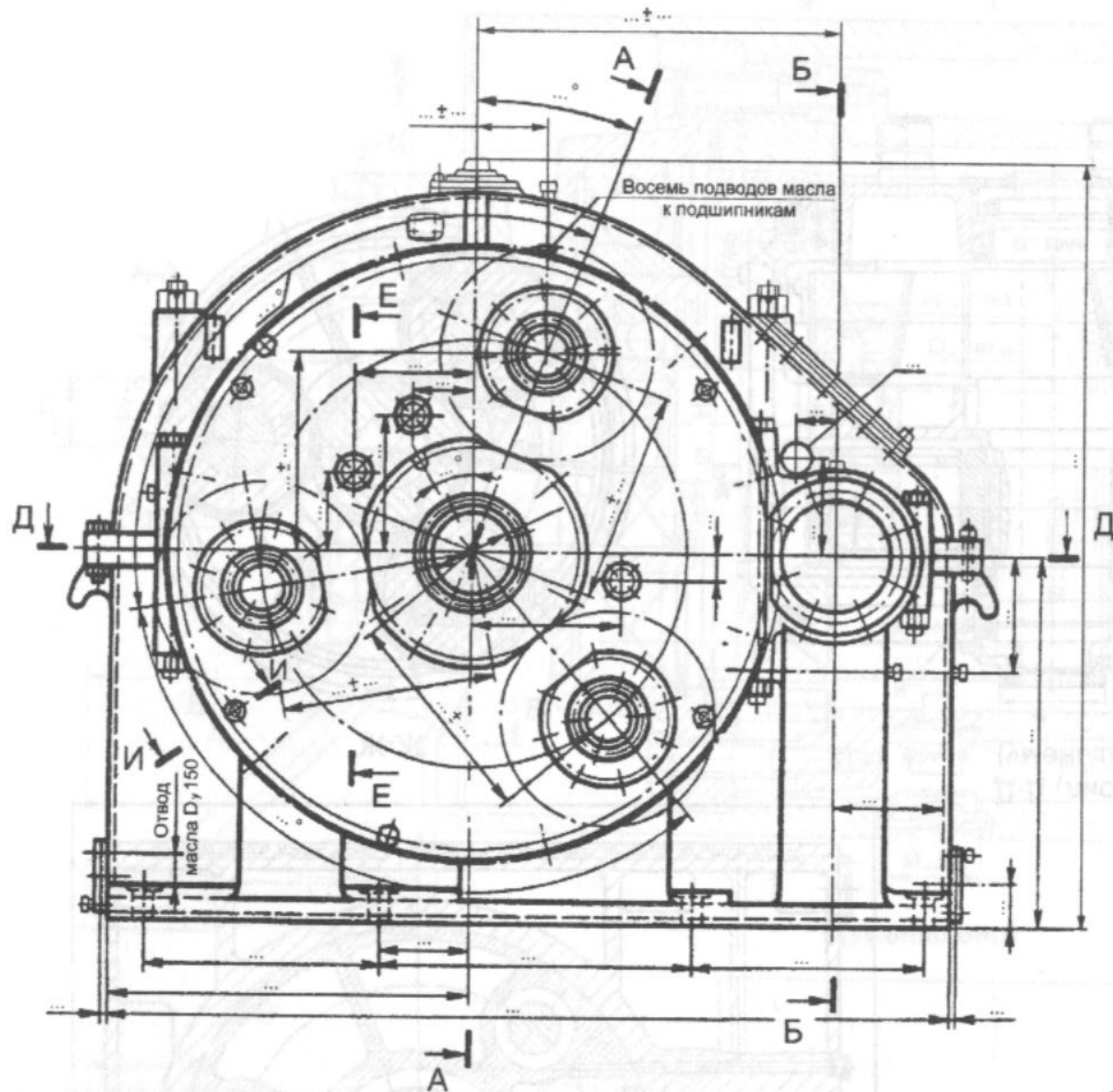


В-В



Редуктор специальный
(свертка)

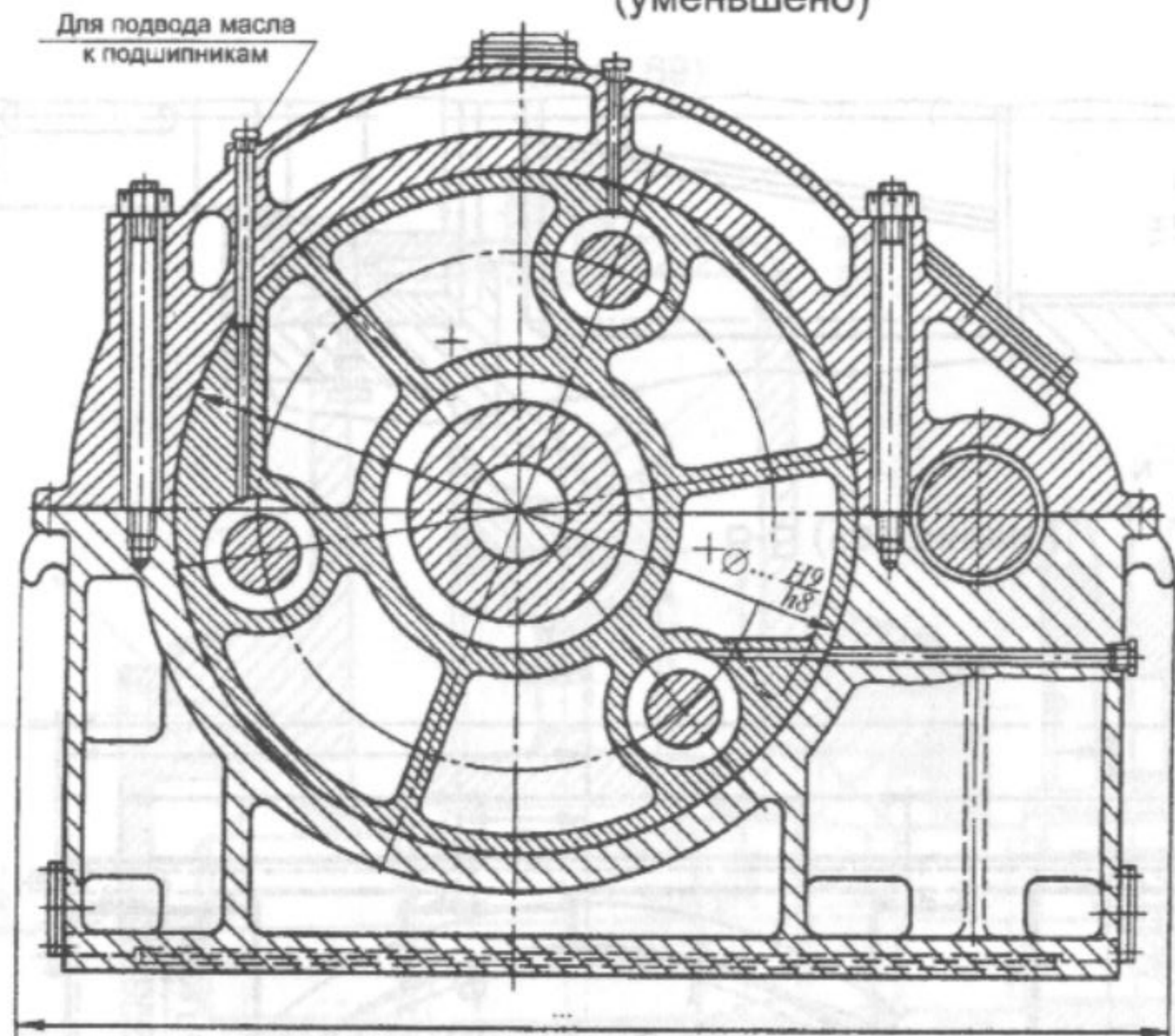
Лист 70



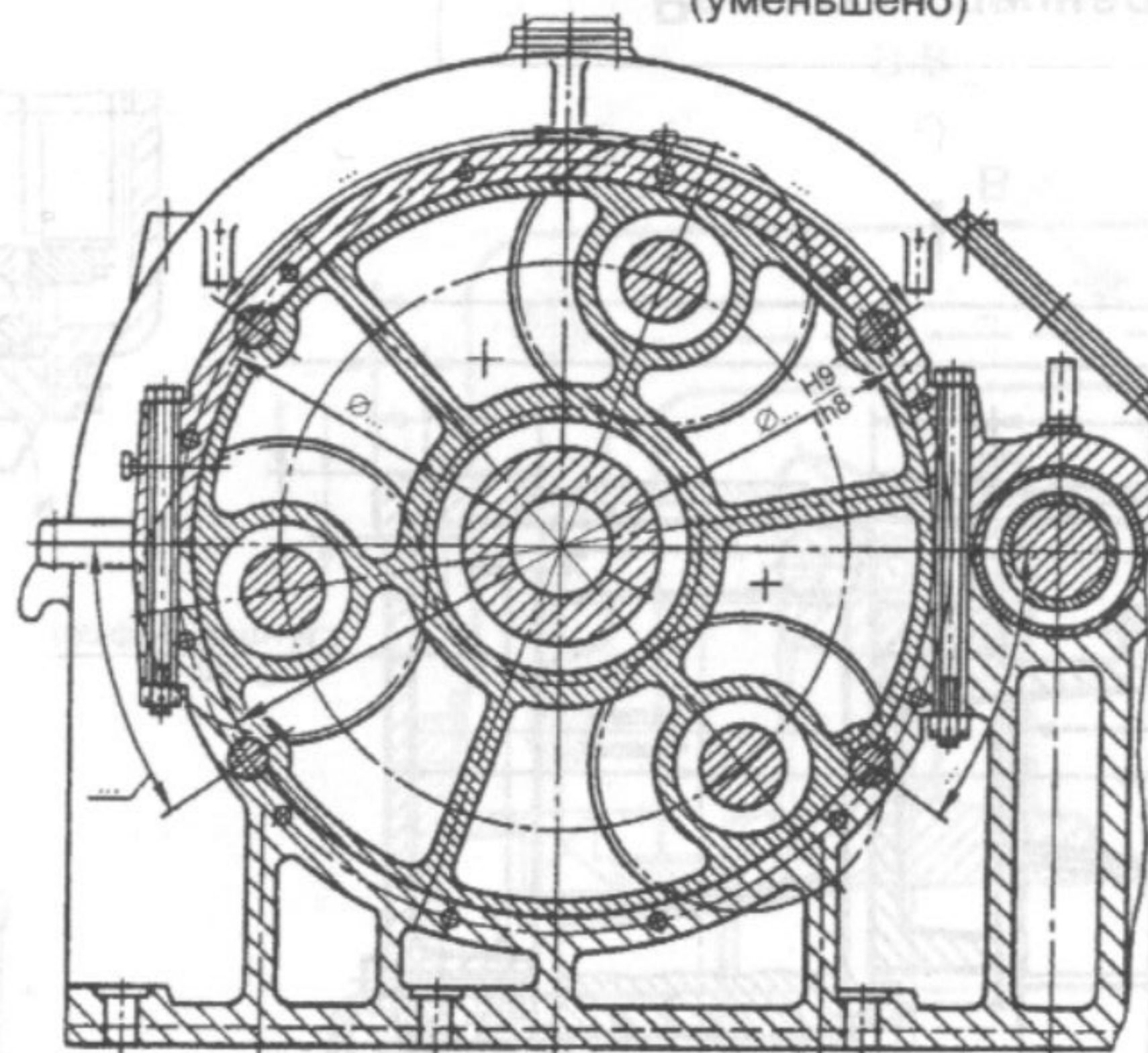
Редуктор специальный
(развертка)

Лист 71

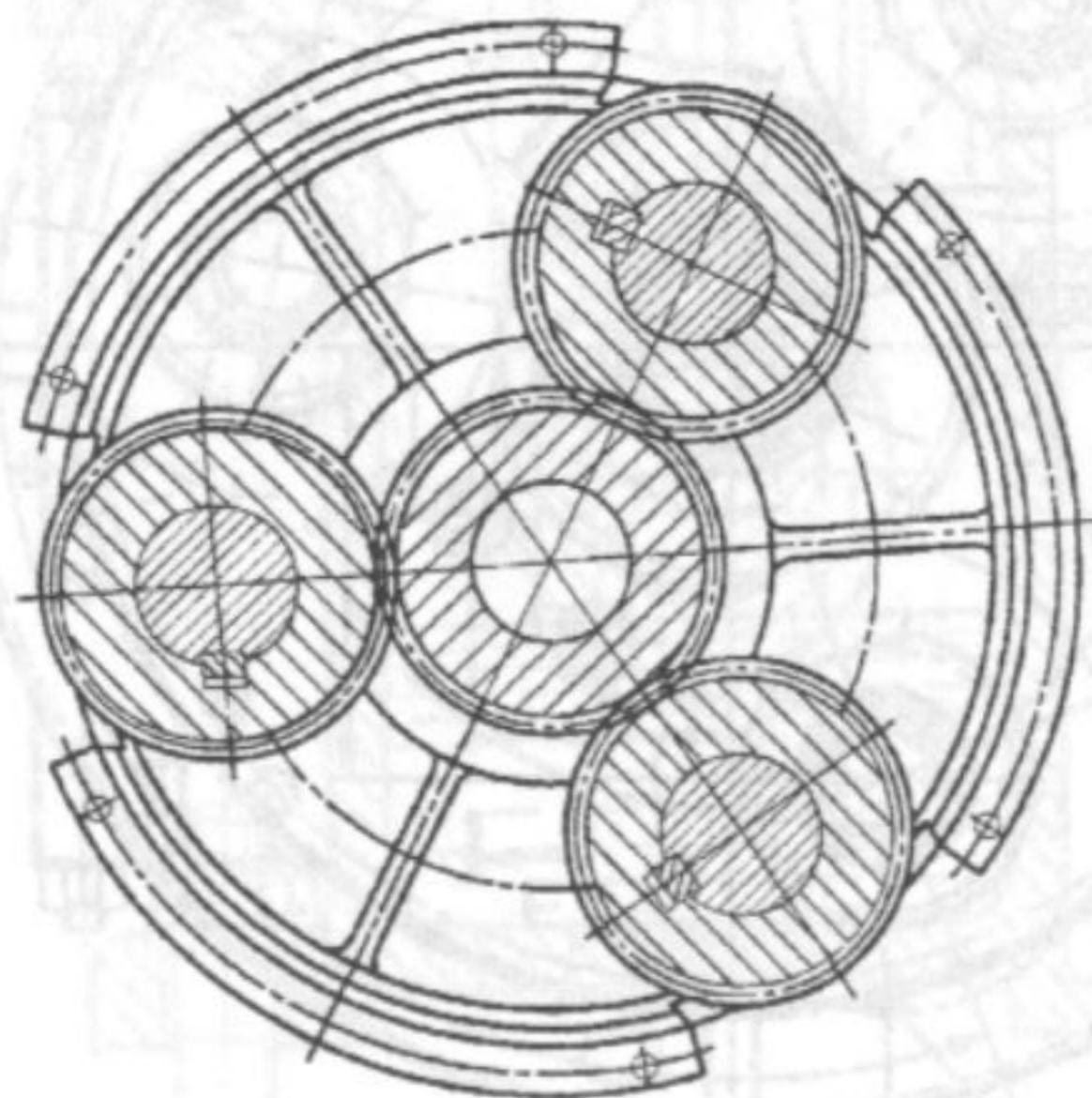
В-В (лист 71)
(уменьшено)



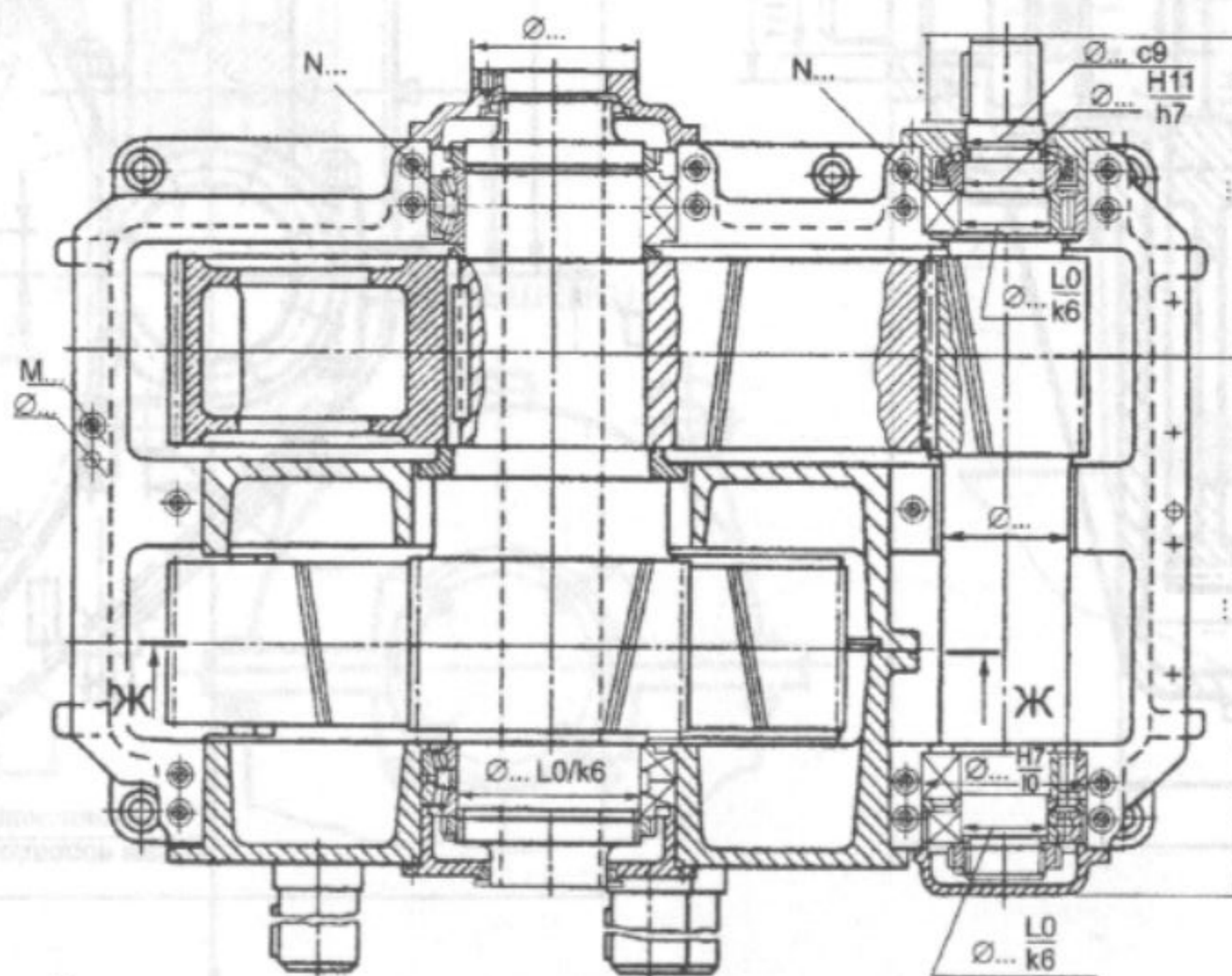
Г-Г (лист 71)
(уменьшено)



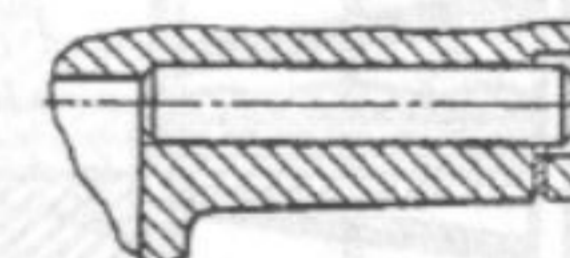
Ж-Ж



Д-Д (лист 71)
(уменьшено)



И-И (лист 71)
(увеличено)



Е-Е (лист 71)



Редуктор специальный
(свертка)

Лист 72

Глава 3. Коробки скоростей и вариаторы

1. Основные параметры и схемы коробок скоростей

Зубчатые коробки скоростей предназначены для ступенчатого изменения частот вращения тихоходного вала. Коробки скоростей классифицируются по способу переключения передач, по числу ступеней и валов. Различают коробки с передвижными зубчатыми колесами, муфтами, двухваловые и многоваловые. Коробки скоростей должны обеспечивать заданный ряд частот вращения тихоходного вала, высокий КПД, малые габариты, легкость управления, сборки и регулировки.

Размещение промежуточных частот вращения коробки скоростей между предельными может производиться несколькими различными способами. Однако не все получающиеся при этом ряды равноценны как в эксплуатационном, так и в конструктивном отношении. Использование геометрического ряда позволяет понижением частот вращения шпинделя станка обслуживать больший интервал диаметров. В отечественном станкостроении стандартизированы геометрические ряды частот вращения со знаменателями:

$$\varphi_1 = 1.06 = \sqrt[12]{2} = \sqrt[40]{10};$$

$$\varphi_2 = 1.06^2 = 1.12; \varphi_4 = 1.06^4 = 1.26; \varphi_6 = 1.06^6 = 1.41;$$

$$\varphi_8 = 1.06^8 = 1.58; \varphi_{10} = 1.06^{10} = 1.78; \varphi_{12} = 1.06^{12} = 2.$$

При максимальной частоте вращения тихоходного вала, не превышающей частоты вращения быстроходного вала, минимальное передаточное число передач прямозубого блока $u_{\min} = 1$. Максимальное передаточное число при этом следует ограничивать значением $u_{\max} = 4$. Если есть частоты вращения тихоходного вала, превышающие частоту вращения быстроходного вала, то в этом случае необходимо наличие повышающих передач, когда $U_{\min} < 1$. Минимальное число зубьев шестерни блока $Z_{\min} \geq 22 \dots 24$. При этом число зубьев жела-

тельно выбирать тем больше, чем выше окружная скорость. Числа зубьев колес блока выбираются из условий:

$$Z_{i+1}/Z_i = U_i; (90 \dots 110 > \sum Z > 50 \dots 60); \sum Z = \text{const.}$$

Выбранные числа зубьев должны обеспечивать частоты вращения с погрешностью, не превышающей $\pm 10(\varphi - 1)\%$.

Обычно ширина всех зубчатых колес блока (ведущих и ведомых) одинакова и определяется из условия: $b \geq \psi_{bd} \cdot d_1$, где d_1 — диаметр меньшей из шестерен блока; ψ_{bd} — коэффициент ширины зубчатого венца, для блоков $\psi_{bd} = (6 \dots 8)/Z_1$.

Любая коробка скоростей с любым числом валов и ступеней состоит из элементарных двухваловых коробок. Особенностью данных конструкций является минимальное количество валов, необходимое для осуществления коробки.

1.1. Коробки скоростей двухваловые

Элементарные двухваловые коробки скоростей могут быть на две, три и четыре скорости. Схемы элементарной двухваловой коробки на две скорости представлены на рис. 1. Первый вал коробки — ведущий, т.е. получает движение извне. Движение с ведущего вала I на ведомый вал II может передаваться или через передачу Z_1/Z_2 , либо при перемещении блока передвижных шестерен вдоль вала I вправо (рис. 1, а) через передачу Z_3/Z_4 . Таким образом, ведомый вал может получить две различные частоты вращения.

Расположение зубчатых шестерен (ведущих) и колес (ведомых) на валах коробки может быть различным. На рис. 1, б, в представлены ещё два других варианта их расположения на валах.

При проектировании желательно обеспечить возможно меньшие габариты коробки скоростей. Расположение валов, оси которых могут относительно друг друга находиться в горизонтальной, вертикальной или промежуточной плоскостях, определяют ширину и высоту коробки. Расположение шестерен и колес на валах существенно влияет на длину коробки. Расстояние между внутренними торцами зубчатых колес для возмож-

ности переключения скоростей передвигными шестернями должно быть не меньше расстояния между наружными торцами последних, а для схемы на рис. 1,а не менее удвоенной ширины шестерни. При несоблюдении указанного требования при перемещении передвигного блока будет такое положение, когда шестерня и колесо первой передачи не вышли из зацепления, а второй уже вошли в зацепление (рис. 1,з).

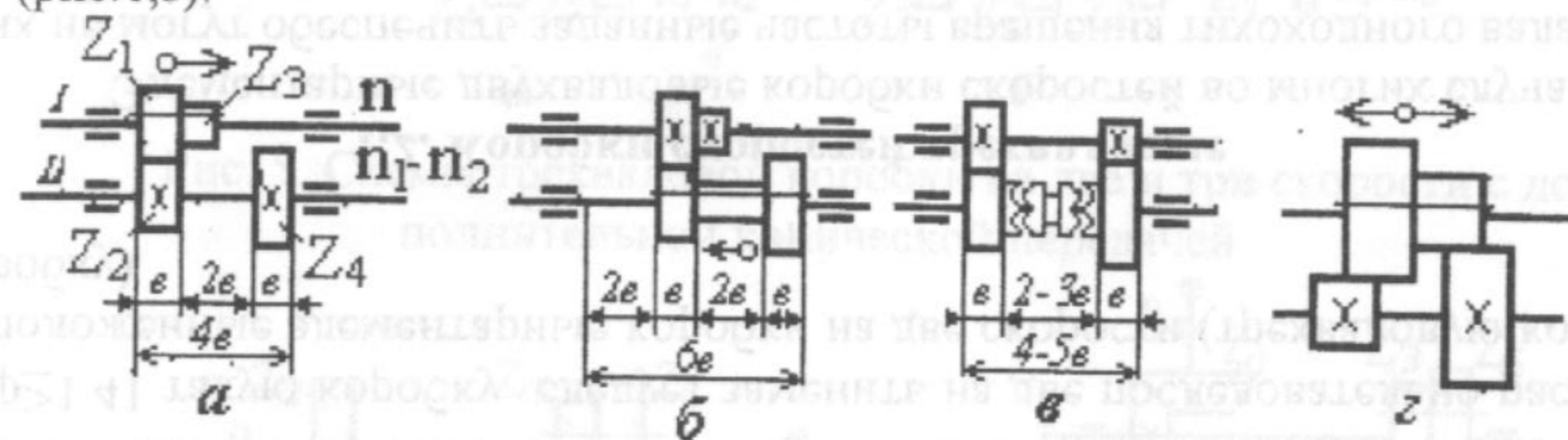


Рис. 1. Схема элементарной двухваловой коробки на две скорости

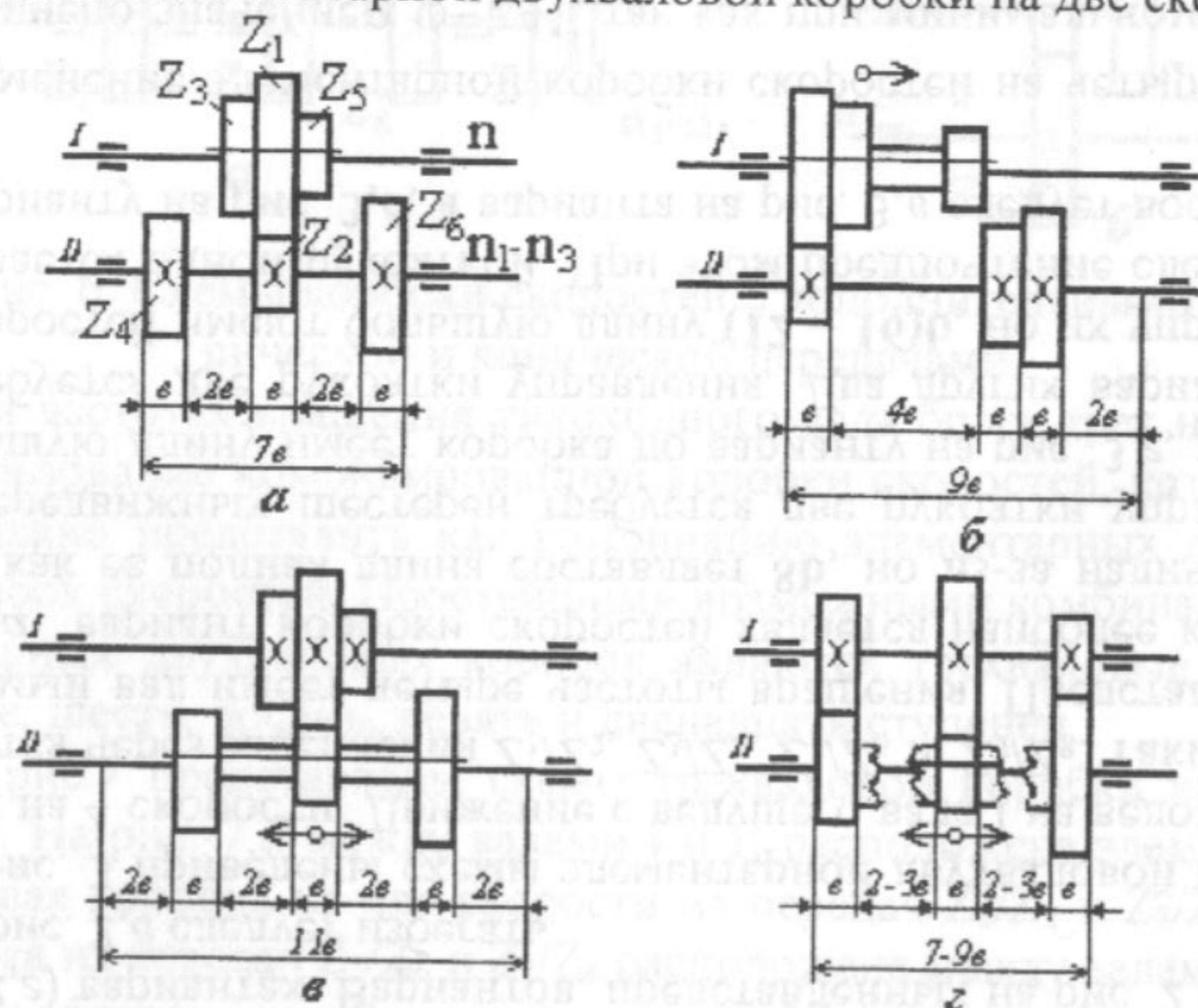


Рис. 2. Схема элементарной двухваловой коробки на три скорости

Таким образом, длина коробки в варианте на рис. 1,а будет $4b$, где b - ширина шестерни. Вариант схемы на рис. 1,б отличается от предыдущей тем, что здесь передвигается блок раздвинутых колес, а не рядом расположенных шестерен. Это изменение увеличивает длину коробки до $6b$, т.е. в 1,5 раза.

При применении кулачковой муфты для переключения скоростей (рис. 1,в) расстояние между шестернями ориентировочно колеблется от $2b$ до $3b$. Таким образом, полная длина коробки в третьем варианте составляет $(4...5)b$, и несколько уступает первому варианту, но лучше второго.

На рис. 2 представлены схемы элементарной двухваловой коробки скоростей на три скорости.

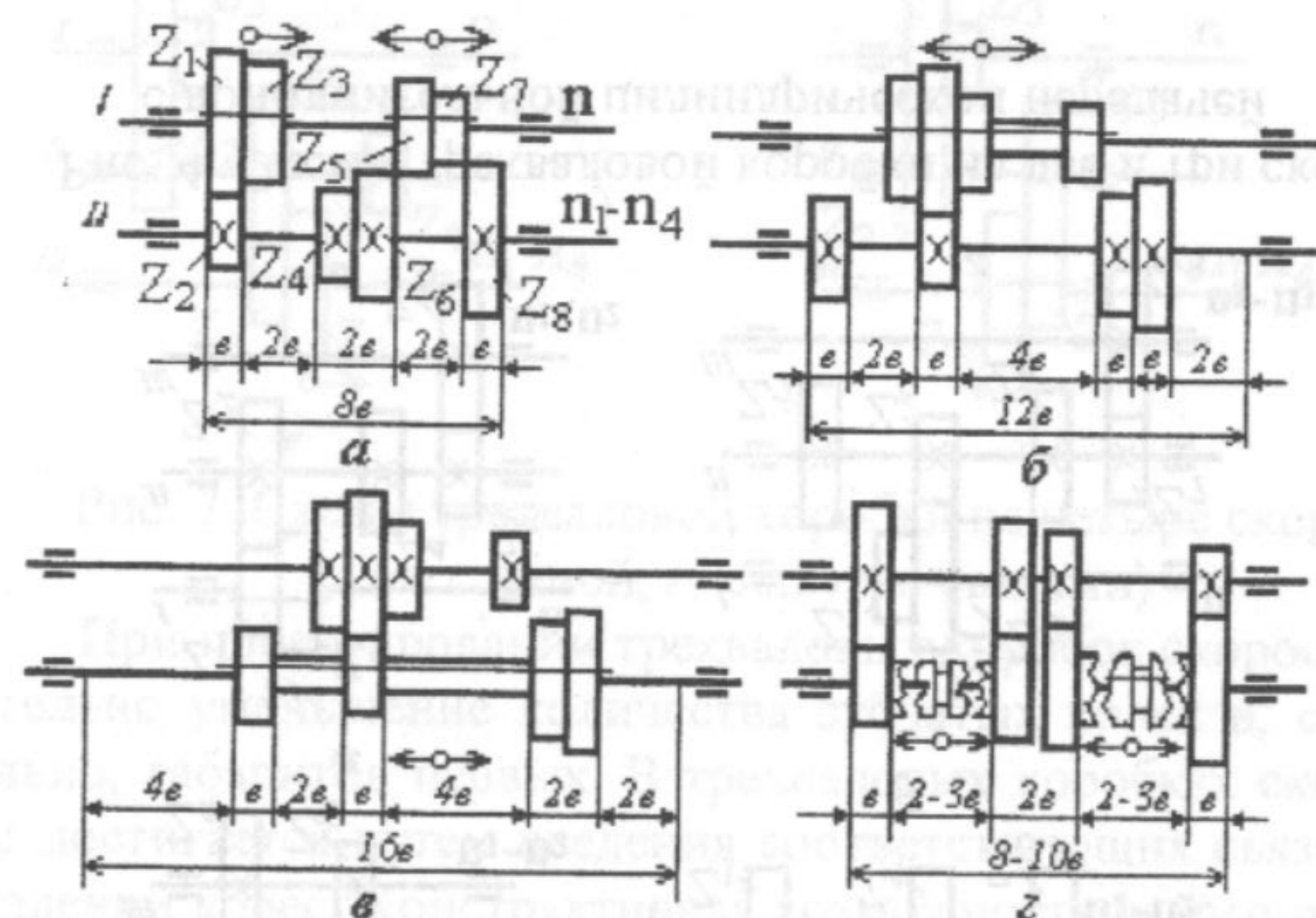


Рис. 3. Схема элементарной двухваловой коробки на четыре скорости

Передвижной блок на ведущем валу I состоит из трех шестерен Z_1, Z_3, Z_5 (рис. 2,а). На ведомом валу II закреплены парные им зубчатые колеса Z_2, Z_4, Z_6 . Соответственно каждому из зацеплений ведомый вал имеет три различные частоты

вращения. Исходя из длины валов для разных вариантов наиболее компактные конструкции имеют место при первом (рис. 2,а) и четвертом (рис. 2,з) вариантах. Вариантов, представленных на рис. 2,б и особенно на рис. 2,в следует избегать.

На рис. 3 приведены схемы элементарной двухваловой коробки скоростей на 4 скорости. Движение с ведущего вала I на ведомый вал II передается через зацепления Z_1/Z_2 , Z_3/Z_4 , Z_5/Z_6 и Z_7/Z_8 . Таким образом, ведомый вал имеет четыре частоты вращения. Представленный на рис. 3,а вариант коробки скоростей является наиболее компактным, так как ее полная длина составляет $8b$, но из-за наличия двух блоков передвигных шестерен требуется две рукоятки управления. Чуть большую длину имеет коробка по варианту на рис. 3,з, но здесь также требуется две рукоятки управления. Два других варианта коробки скоростей имеют большую длину ($12 - 16b$), но их управление обеспечивается одной рукояткой. При этом предпочтение следует отдавать варианту на рис. 3,б, а варианта на рис. 3,в следует вообще избегать.

Применение элементарной коробки скоростей на четыре скорости ограничено значением $\varphi=1.41$, так как при минимальном передаточном числе блока $u_{\min}=1$ максимальное передаточное число $u_{\max}=4$, что является предельным для передач блока. Таким образом, при $\varphi \geq 1.41$ такую коробку следует заменить на две последовательно расположенные элементарные коробки на две скорости (трехваловую коробку).

1.2. Коробки скоростей трехваловые

Элементарные двухваловые коробки скоростей во многих случаях не могут обеспечить заданные частоты вращения тихоходного вала. Для двух или трехскоростных коробок скоростей в этом случае необходимо наличие дополнительной зубчатой передачи - цилиндрической или конической (с прямыми или непрямыми зубьями). Наличие конической передачи может быть связано с необходимым направлением входа или выхода быстроходного и тихоходного валов.

На рис. 4 и 5 представлены соответственно схемы коробок скоростей с дополнительными цилиндрическими и коническими передачами, а на (рис. 6) - с их комбинацией.

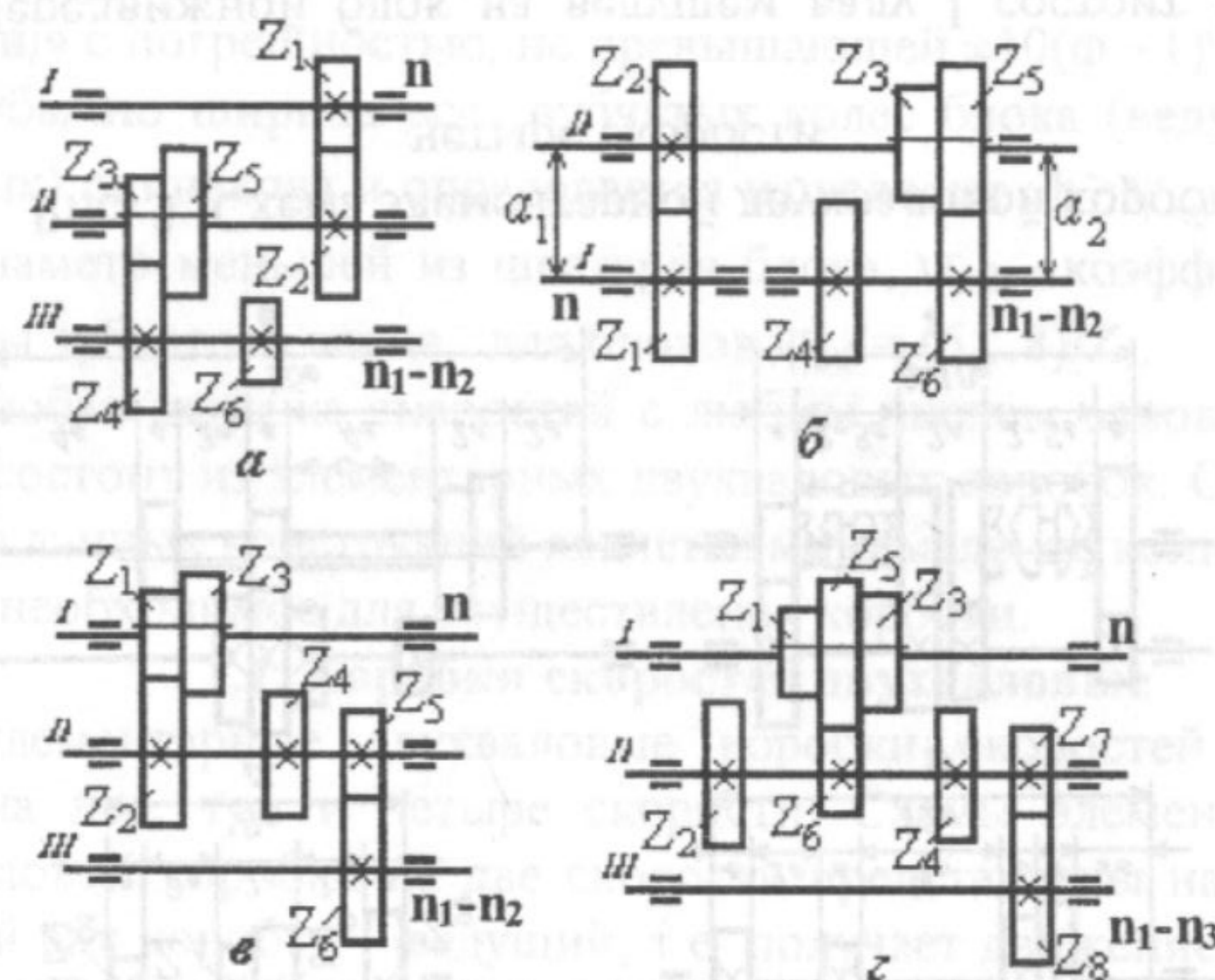


Рис. 4. Схемы трехваловой коробки на две и три скорости с дополнительной цилиндрической передачей

Дополнительные цилиндрические и конические передачи могут быть прямозубыми или с непрямыми зубьями. При использовании косозубых цилиндрических передач принимается угол наклона линии зуба $\beta=15...25^\circ$. Для схемы на рис. 4,б должно быть обеспечено условие $a_1=a_2$ и, следовательно, при $\sum Z = \text{const}$ для всех передач также и модуль $m = \text{const}$, определяемый по передаче Z_3/Z_4 .

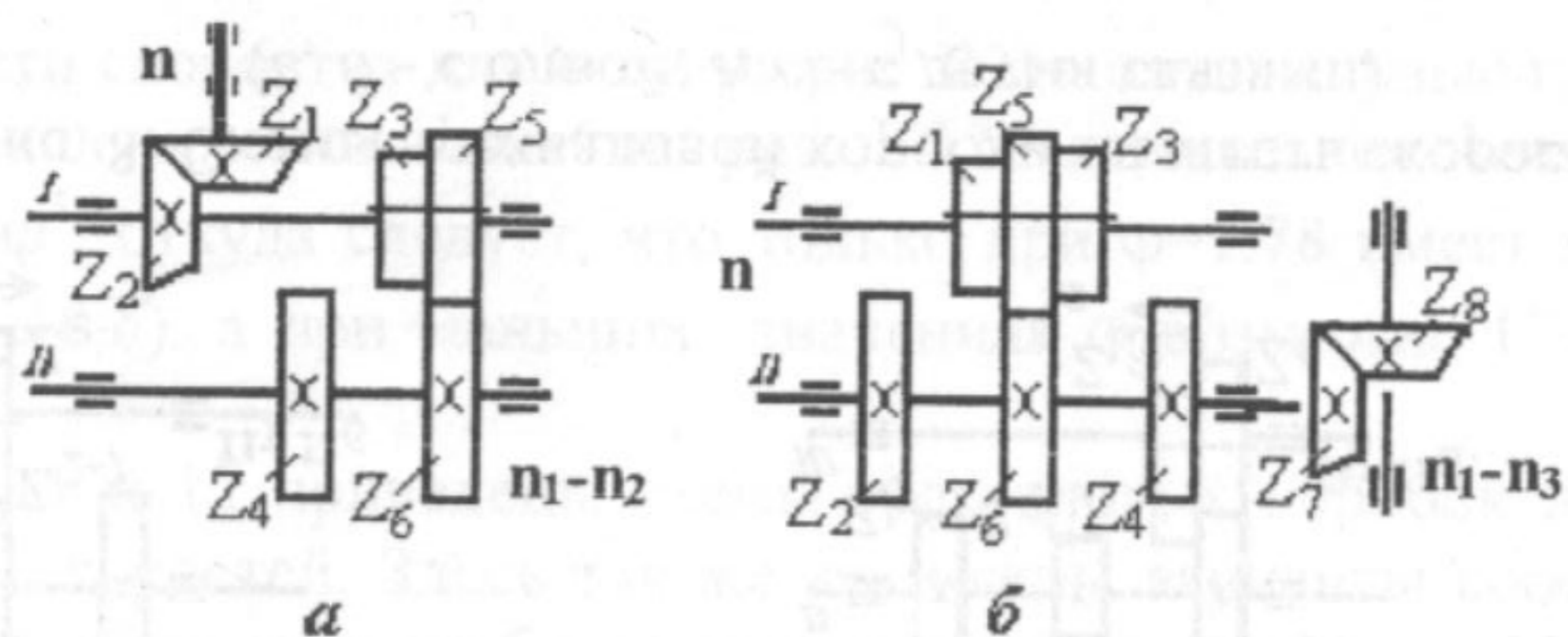


Рис. 5. Схемы трехвальной коробки на две и три скорости с дополнительной конической передачей

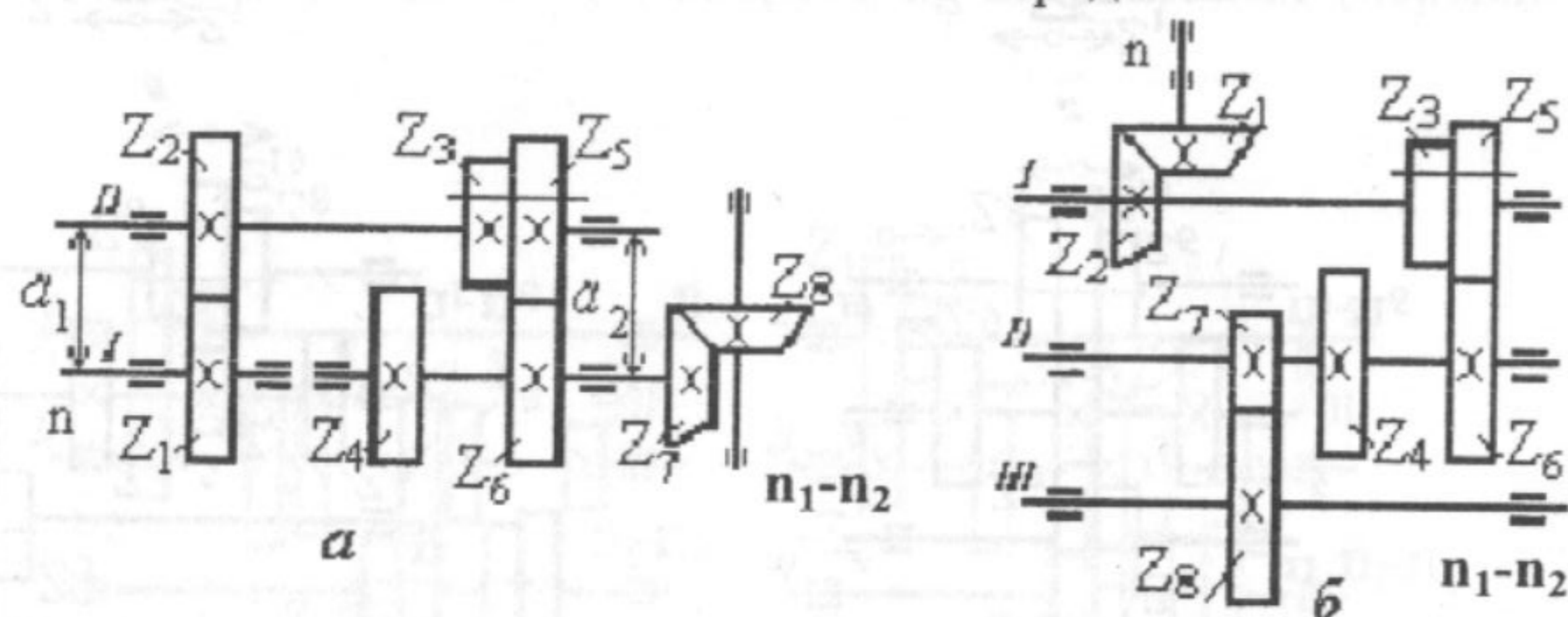


Рис. 6. Схемы коробки скоростей с дополнительными цилиндрической и конической передачами

При частотах вращения тихоходного вала более трех необходимо использование комбинированной коробки скоростей, которую условно можно представить как комбинацию элементарных двухвальных коробок скоростей. Простейшими возможными комбинациями из элементарных двухвальных коробок являются трехвальные коробки на четыре, шесть, восемь, девять и двенадцать ступеней.

На рис. 7 представлены схемы трехвальной коробки на четыре скорости. На рис. 7,а между валами I и II расположена элементарная двухвальная коробка на две скорости из передач Z_1/Z_2 и Z_3/Z_4 . Такая же коробка из передач Z_5/Z_6 и Z_7/Z_8 расположена между валами II и III. Таким образом, вал II имеет две, а вал III - четыре частоты вращения. При этом модули двух первых и двух последних передач могут быть различными.

На рис. 7,б представлена схема четырехскоростной коробки скоростей с соосными валами I и III. Следовательно $a_1=a_2$, а при одинаковом модуле для всех передач для них $\sum Z = \text{const.}$

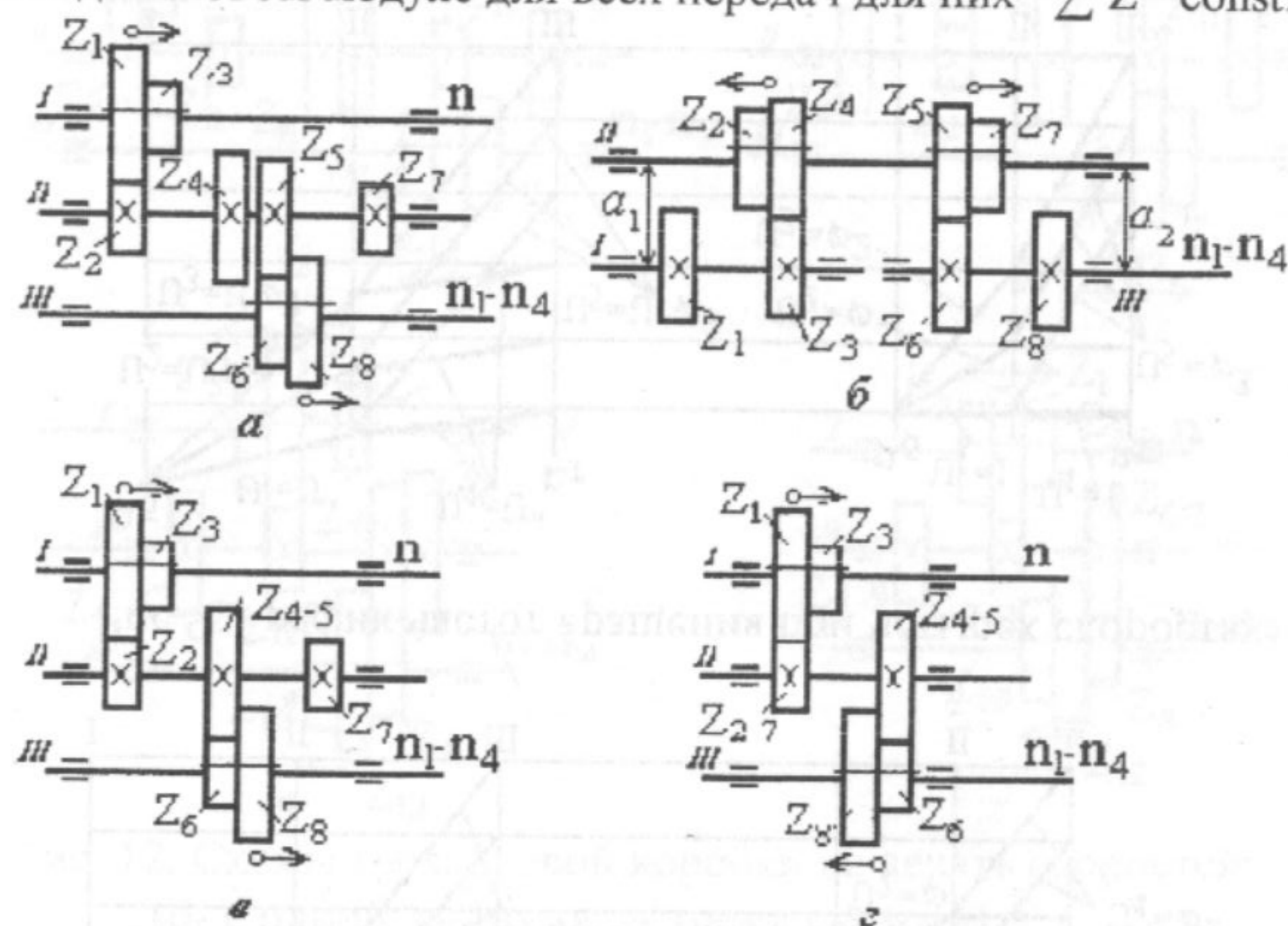


Рис. 7. Схемы трехвальной коробки на четыре скорости (б - с одной, в - с двумя связями)

При проектировании трехвальных коробок скоростей желательно уменьшение количества зубчатых колес и, следовательно, габаритов первых. В трехвальных коробках скоростей это достигается путем введения соответствующих связей в зацеплении колес. Конструктивная возможность такого решения достигается при условии, что расположенные рядом на промежуточном валу шестерни Z_4 и Z_5 имеют одинаковое число зубьев. Тогда надобность в одной из них отпадает (коробка с одной связью), число зубчатых колес в коробке уменьшается на одно и несколько уменьшается ее длина. Оставшееся зубчатое колесо будет играть двойную роль - ведомого в коробке между валами I и II и ведущего - в коробке между валами II и III (рис. 7,в) В предположении $Z_2=Z_7$ (коробка с двумя связями)

число шестерен на промежуточном валу уменьшится вдвое и вдвое короче станет вал II, и, следовательно, длина коробки скоростей (рис. 7,з). Поскольку в двух последних вариантах имеют место коробки со связанными колесами (рис. 7, в, з) все они должны иметь одинаковый модуль, который определяется по наиболее нагруженной передаче Z_7/Z_8 . То же относится и к схеме на рис. 7,б при условии $a_1=a_2$ и $\sum Z = \text{const}$.

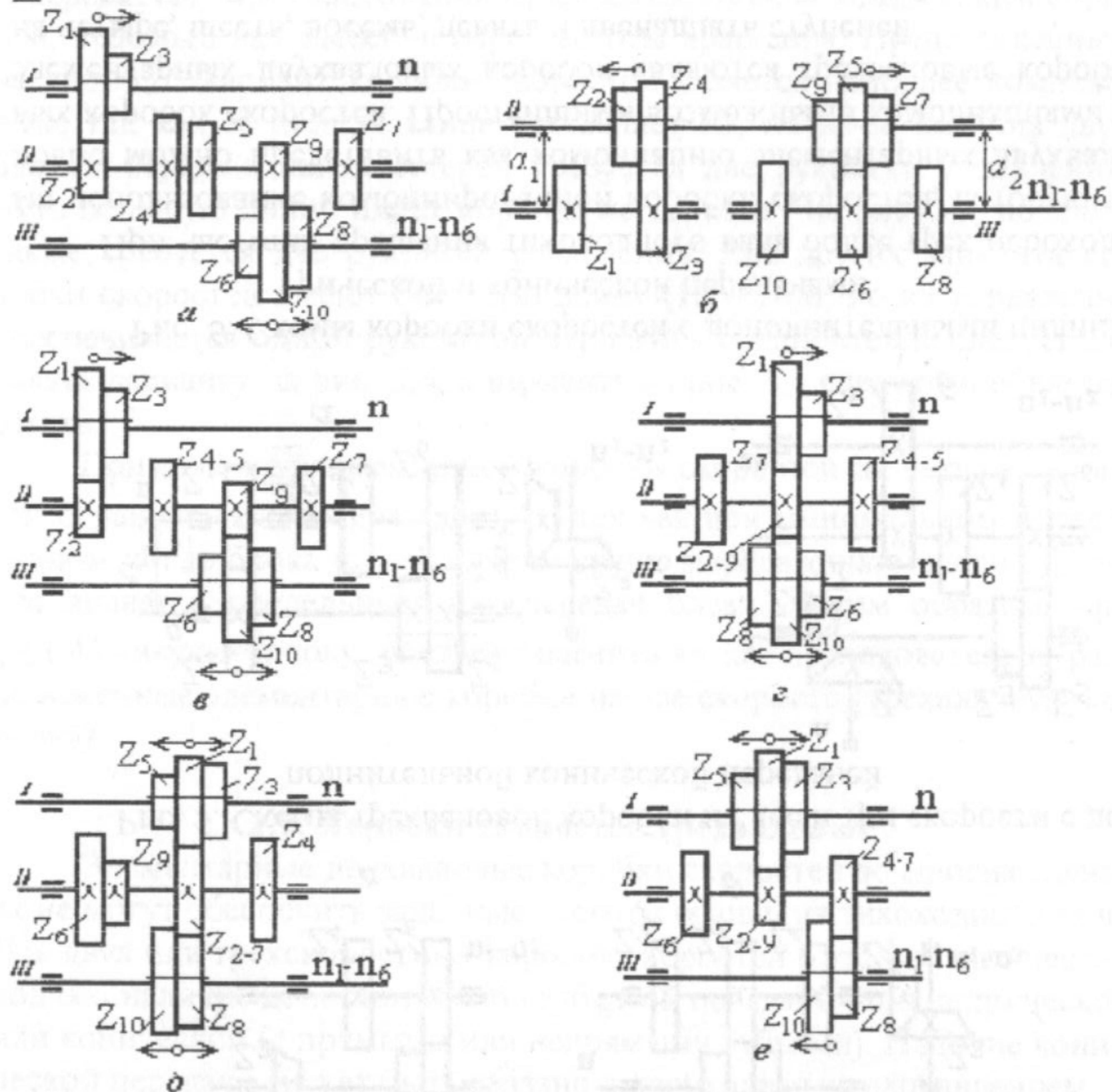


Рис. 8. Схемы трехвальной коробки на шесть скоростей (в, д - с одной, г, е - с двумя связями)

На рис. 8 представлены схемы трехвальной коробки на шесть скоростей.

Примеры построения графиков частот вращения для трехвальной коробки скоростей при четырех и шести скоростях приведены соответственно на рис. 9 и 10.

При четырех скоростях оптимальные графики частот вращения приведены на рис. 9. Здесь следует обеспечить выполнение условия $(U' \cdot U'')_{\max} = 16/\varphi^3$. Для минимального значения произведения $(U' \cdot U'')_{\min} = 1$ график частот вращения приведен на рис. 9, б.

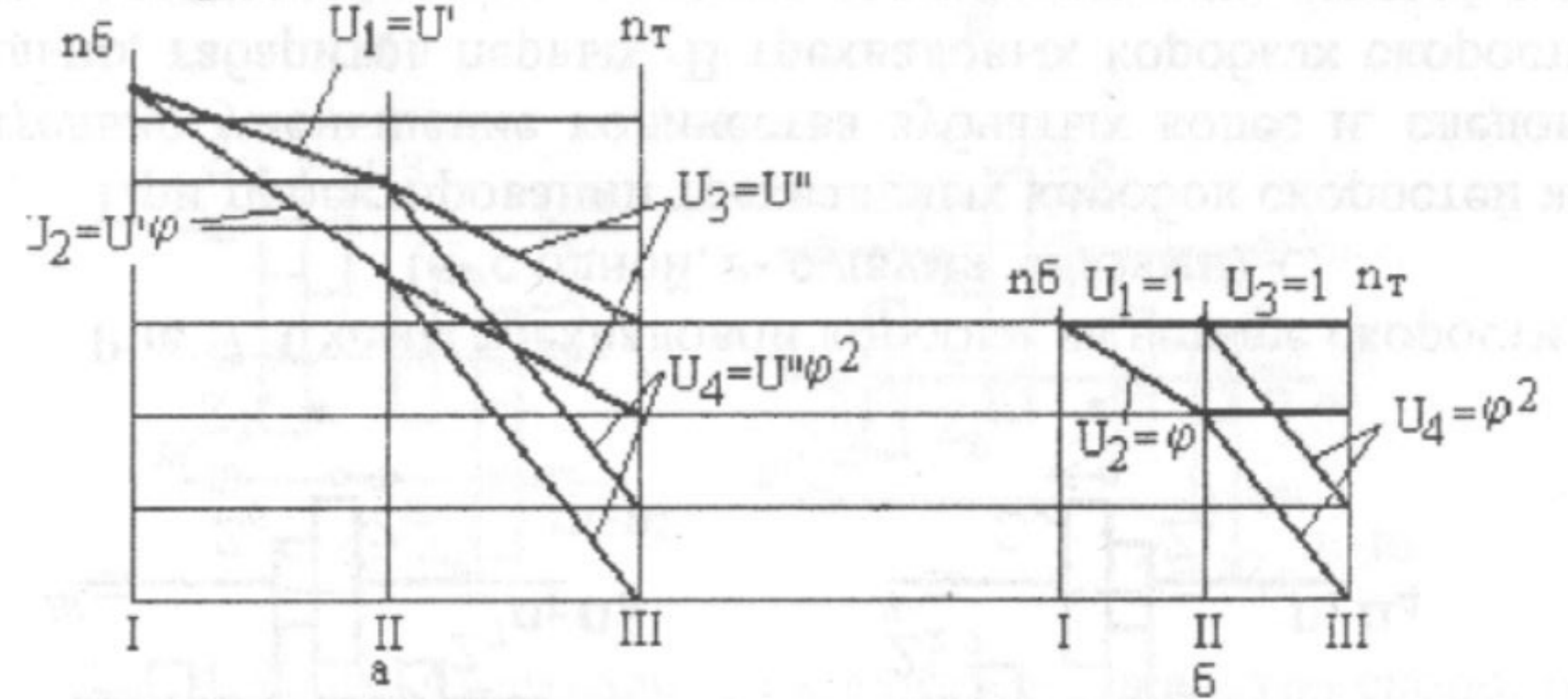


Рис. 9. График частот вращения при четырех скоростях.

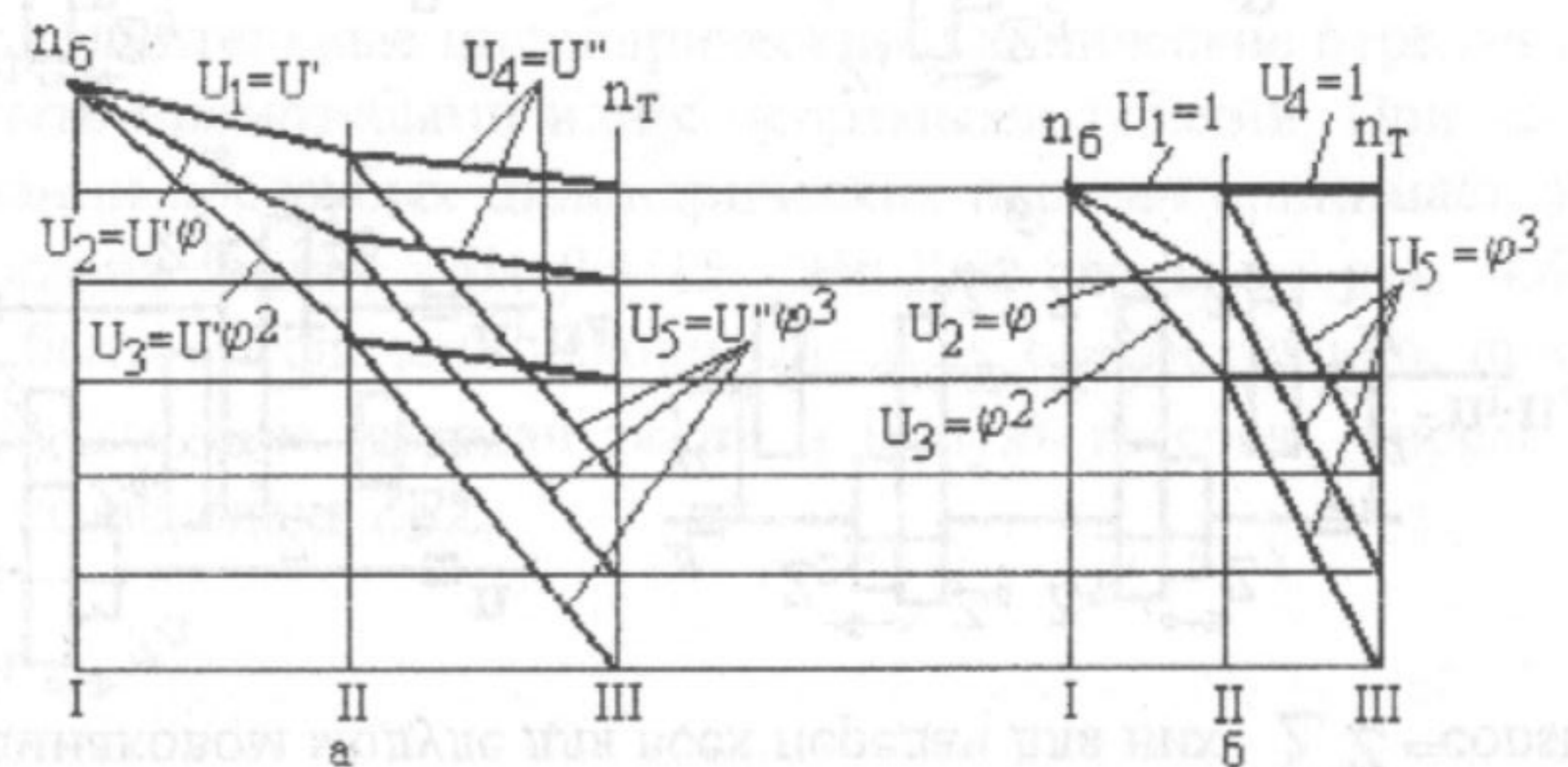


Рис. 10. График частот вращения при шести скоростях.

При шести скоростях для схем на рис. 8, д, е оптимальные графики частот вращения показаны на рис. 10. Максимальное значение $(U \cdot U'')_{\max} = 16/\varphi^5$, откуда следует, что только при $\varphi = 1.78$ имеет место $U \cdot U'' = 1$ (рис. 10, б), а при меньших значениях φ возможно $U \cdot U'' > 1$ (рис. 10, а).

На рис. 11 и 12 приведены схемы трехваловых коробок на восемь и девять скоростей. Здесь так же возможны варианты соосного исполнения коробок - по подобию с вариантами на рис. 10, а и 11, а - с переносом блоков с третьего вала на первый, который станет промежуточным (вторым) и делением второго на два соосных (первый и третий).

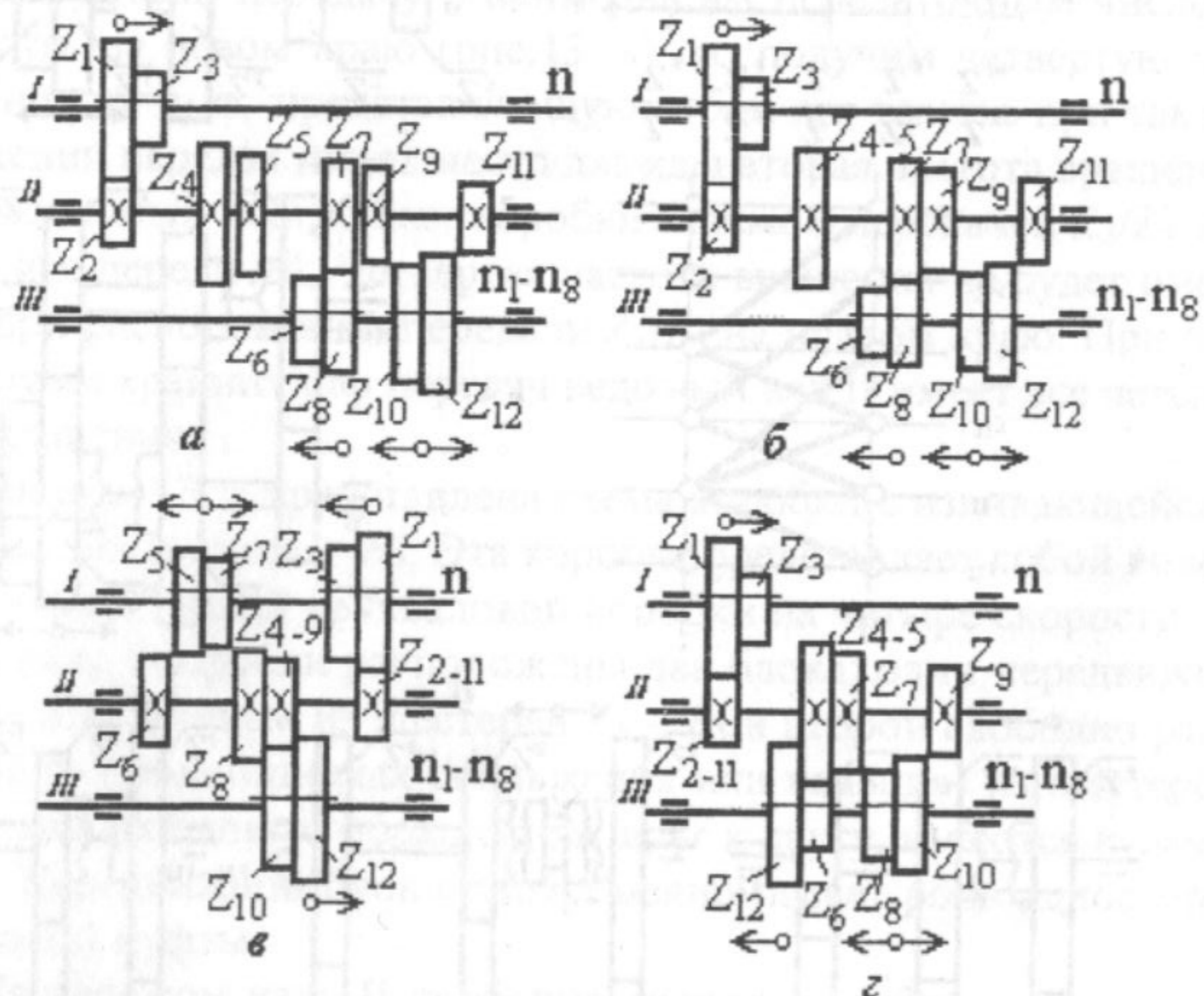


Рис. 11. Схемы трехваловой коробки на восемь скоростей (б- с одной, в, г- двумя связями)

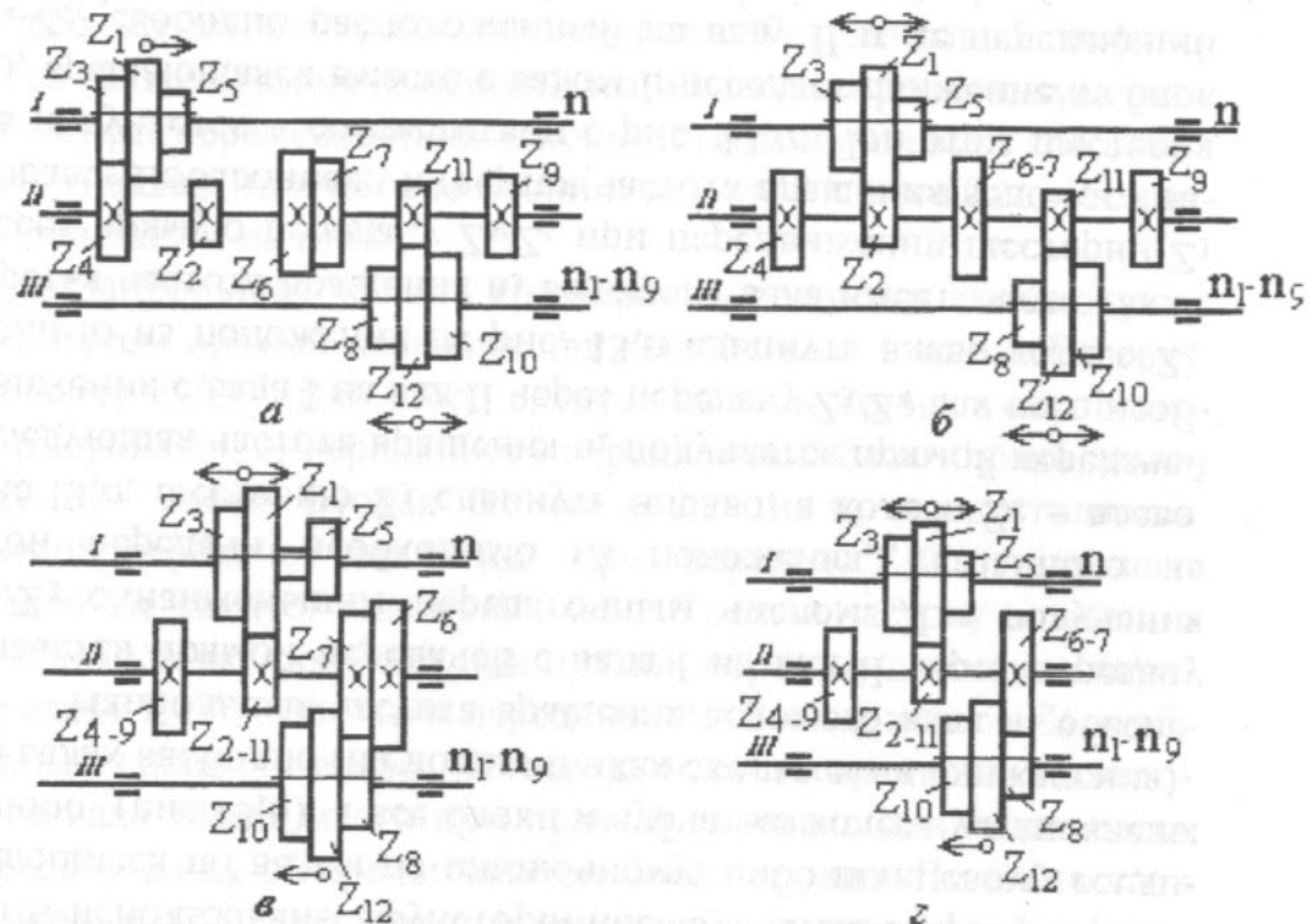
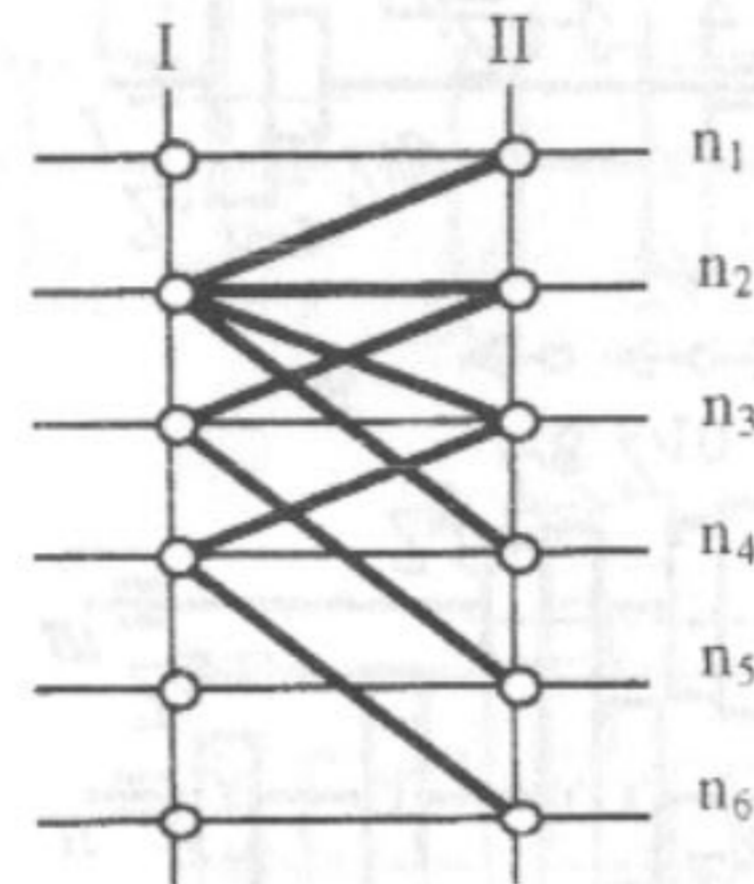
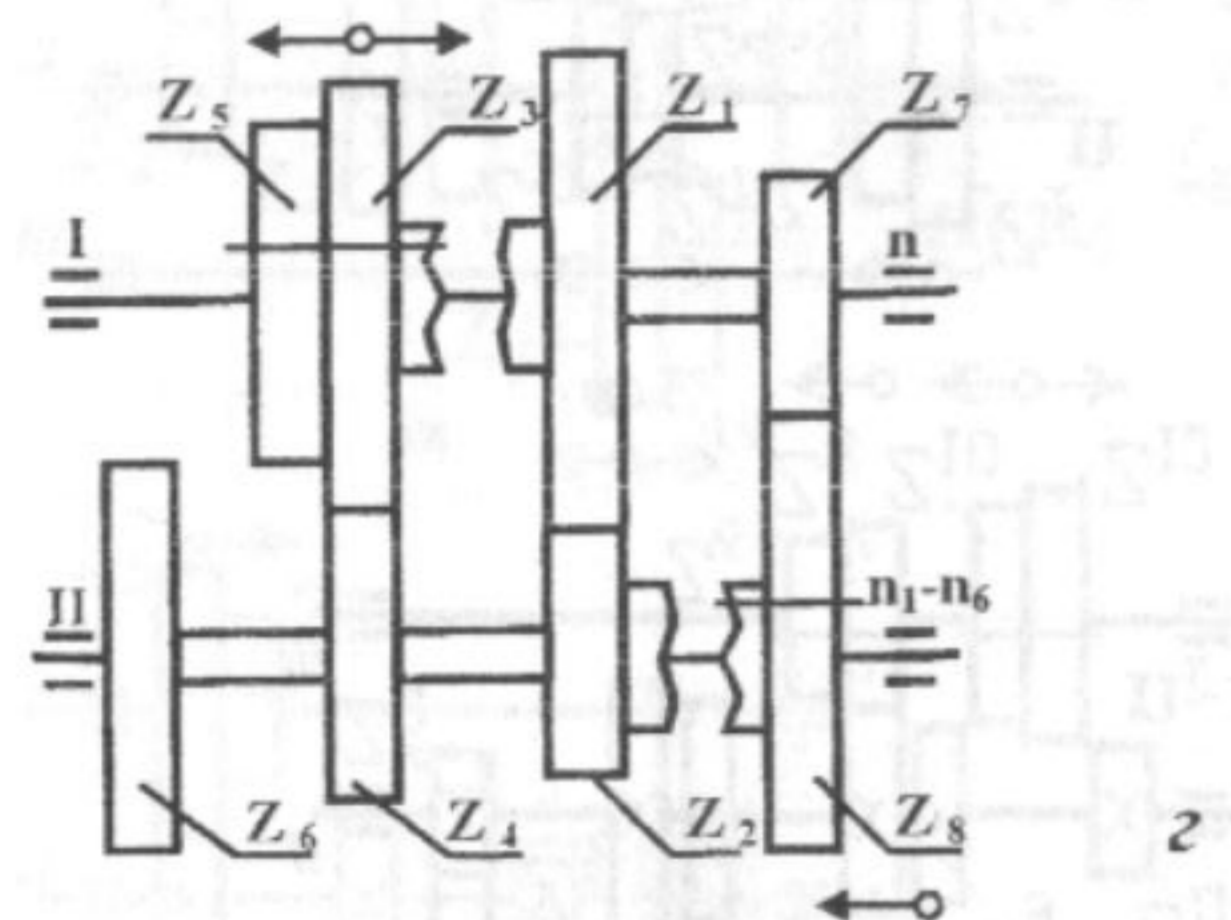
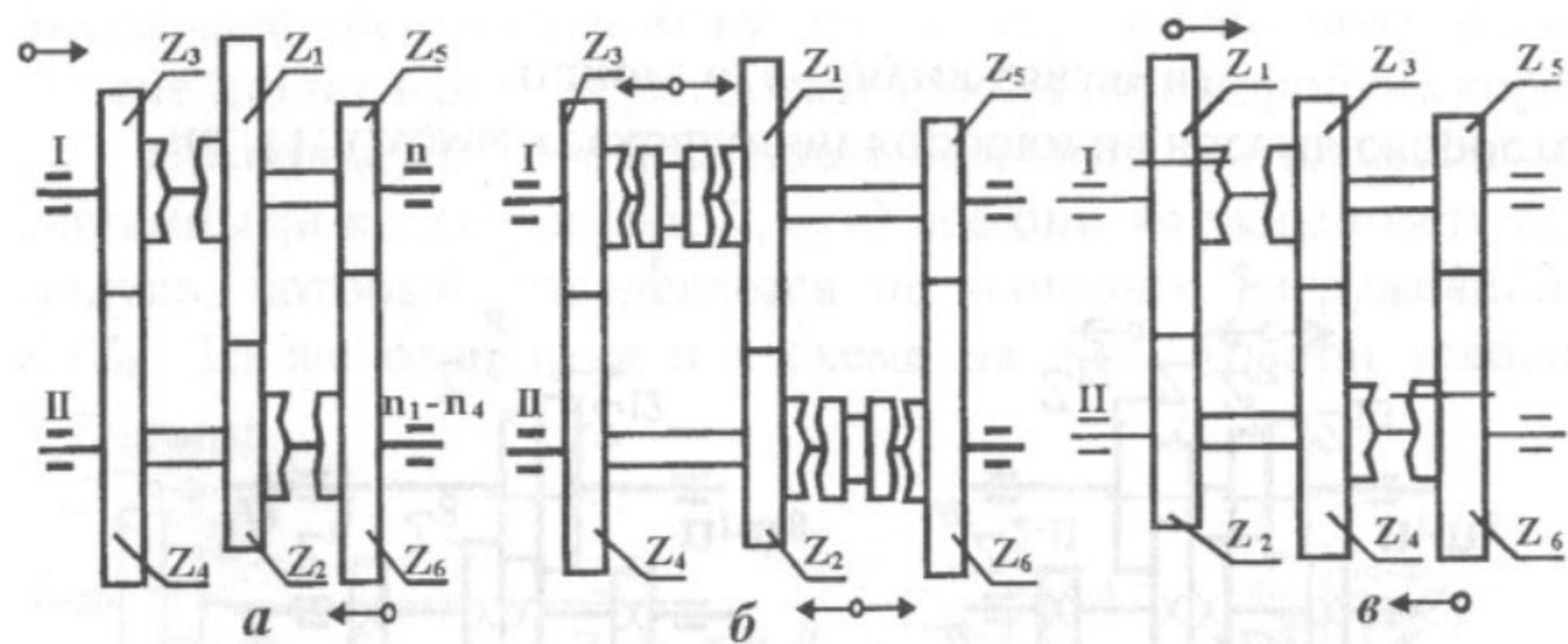


Рис. 12. Схемы трехваловой коробки на девять скоростей (б- с одной, в- двумя, г- тремя связями)

1.3. Коробки скоростей с извивающейся передачей

При проектировании коробок скоростей одна из основных задач заключается в том, чтобы при том же числе валов и зубчатых колес получить возможно большее число ступеней. Это стремление нашло свое практическое выражение в конструкциях коробок скоростей с извивающейся передачей, которые представляют собой элементарные двухваловые коробки, но с несколько иным расположением зубчатых колес на валах и иным способом их включения (рис. 13, а), что позволяет получить большее число ступеней, чем в элементарных двухваловых коробках.



Z_5	Z_3	Z_1	Z_7	Z_9
Z_6	Z_4	Z_2	Z_8	Z_{10}

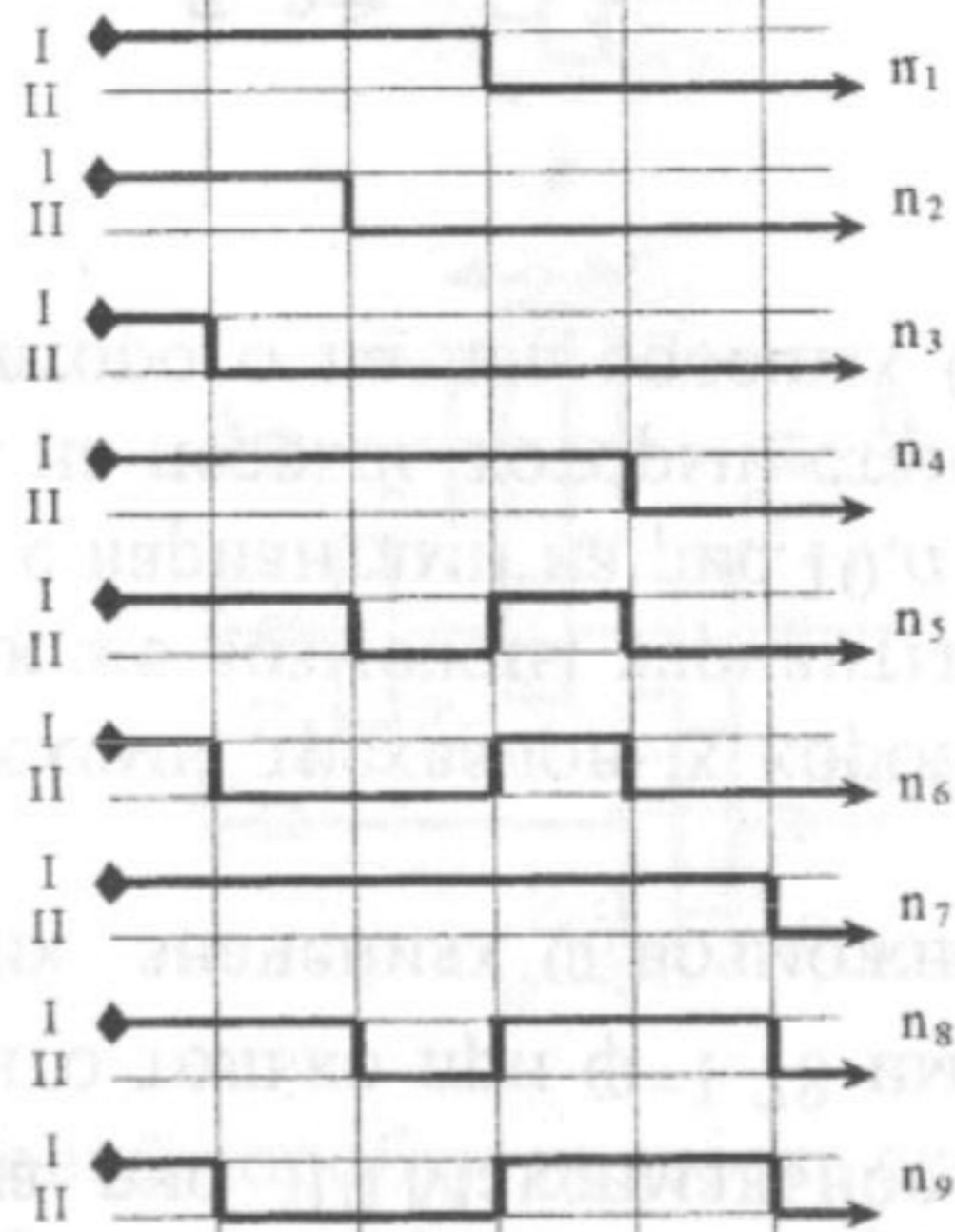
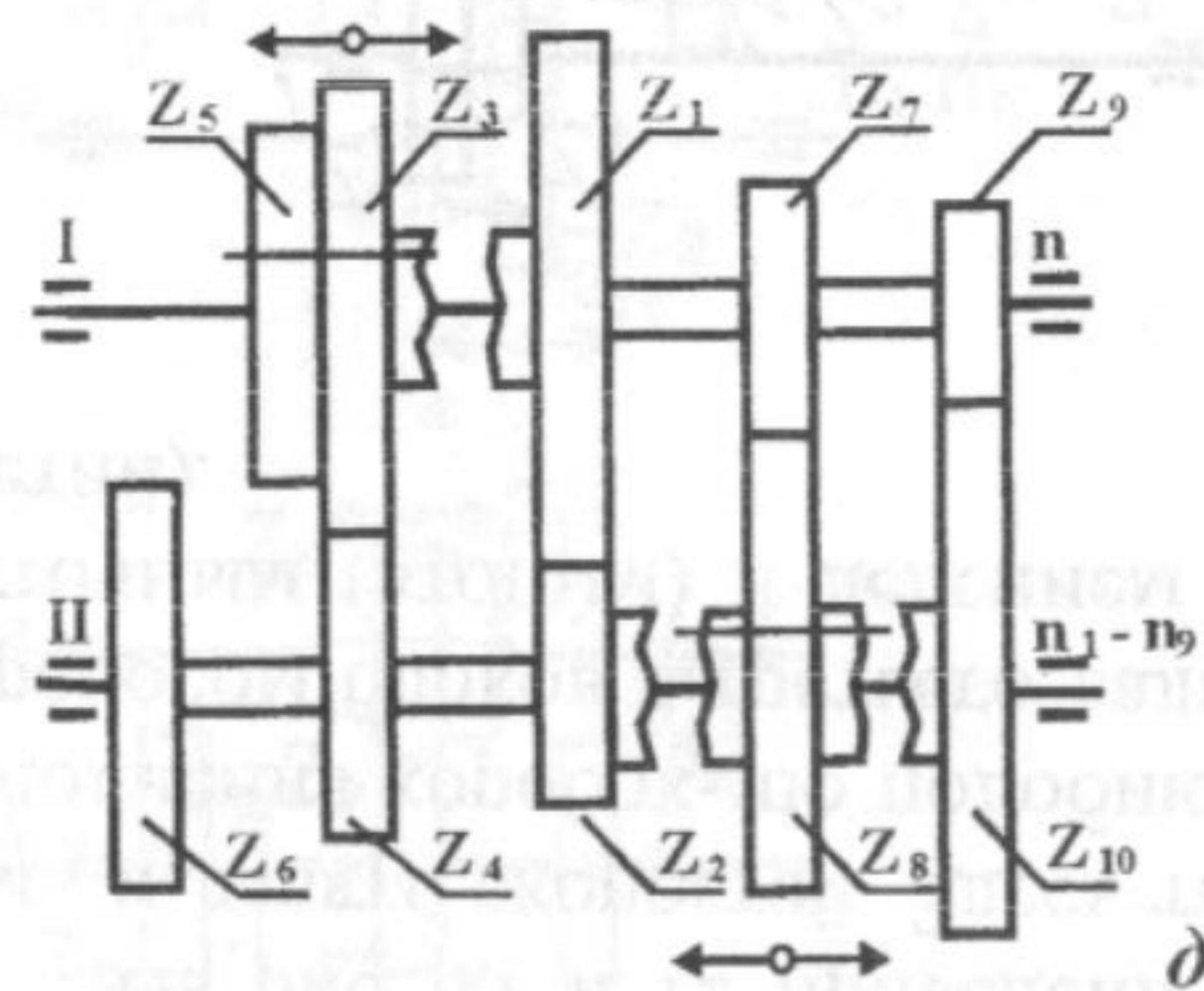


Рис. 13. Схемы коробок с извивающейся передачей (а, б, в – на четыре скорости, з – на шесть скоростей, д – на девять скоростей)

На рис. 13, а представлена схема коробки на четыре скорости с извивающейся передачей. Эта коробка представляет собой видоизмененную элементарную двухваловую коробку на три скорости. Благодаря иному расположению зубчатых колес удастся получить дополнительную четвертую ступень скорости. На ведущем валу I расположена шестерня Z_3 , которая на правом торце имеет кулачковый венец и может передвигаться вдоль вала по шлицевому соединению, выполняя роль односторонней кулачковой муфты. Кроме того, на валу I свободно (на подшипниках скольжения или качения) расположен блок из двух шестерен Z_1 и Z_5 . На левом торце этого блока также имеется кулачковый венец.

На ведомом валу II свободно расположен блок из шестерен Z_4 и Z_2 и на шпонке, либо шлицах – зубчатое колесо Z_6 , на торцах которых, обращенных друг к другу, имеются кулачковые венцы. Зубчатое колесо Z_6 при этом играет роль односторонней кулачковой муфты. В данной конструкции могут быть использованы двухсторонние зубчатые муфты, перемещающиеся по валам по шпоночному, либо шлицевому соединению (рис. 13, б), а все блоки и зубчатые колеса установлены на валах свободно (на подшипниках скольжения или качения).

Наибольшая частота вращения ведомого вала n_1 обеспечивается прямой передачей с вала I на вал II через передачу Z_1/Z_2 с наименьшим передаточным числом. Для получения этой передачи необходимо из положения, указанного на рис. 13, а, шестерню Z_3 сдвинуть вправо, а колесо Z_6 – влево. Следующая частота вращения n_2 получается прямой передачей движения с вала I на вал II через передачу Z_3/Z_4 для чего необходимо из положения на рис. 13, а сдвинуть влево колесо Z_6 . Третья частота вращения n_3 ведомого вала имеет место также через прямую передачу Z_5/Z_6 при передвижении шестерни Z_3 вправо. Добавочная, четвертая частота вращения ведомого вала получается в соответствии с рис. 13, а. При этом шестерня Z_3 , вращающаяся вместе с валом I, передает движение на блок Z_4-Z_2 , свободно расположенный на валу II и не передающий

ему вращение. Шестерня Z_2 передает движение на свободно расположенный на валу I блок шестерен Z_1-Z_5 . Шестерня Z_5 вращает колесо Z_6 и с ним ведомый вал II. Таким образом, при этом цепь передачи движения извивается: с вала I передается на вал II, затем возвращается на вал I и потом, уже окончательно, передается ведомому валу II.

Следовательно, ведомый вал II имеет следующие четыре частоты вращения:

$$n_1 = n \cdot (z_1/z_2); \quad n_2 = n \cdot (z_3/z_4) = n_1/\varphi;$$

$$n_3 = n \cdot (z_5/z_6) = n_1/\varphi^2; \quad n_4 = n \cdot (z_3/z_4) \cdot (z_2/z_1) \cdot (z_5/z_6) = n_1/\varphi^3, \text{ лежащие}$$

в геометрическом ряду.

При проектировании коробок скоростей с извивающейся передачей необходимо, чтобы возвратное движение с вала II на вал I передавалось через передачу с наименьшим передаточным числом. Так, к примеру, если передачу с наименьшим передаточным числом расположить на левом краю (рис. 13, в), то получим четвертую частоту вращения $n_4 = n_1/\varphi$, представляющую собой n_2 , то есть при таком расположении передач имеет место дважды вторая частота вращения при двух различных настройках коробки: прямой передачей Z_3/Z_4 и извивающейся передачей. Четвертая частота вращения не будет иметь место и при расположении передачи Z_1/Z_2 на правом краю. При перемещении местами крайних пар передач ведомый вал II имеет все четыре частоты вращения.

На рис. 13, г представлена схема коробки с извивающейся передачей на шесть скоростей. Эта коробка представляет собой видоизменение элементарной двухваловой коробки на четыре скорости. На ведущем валу I коробки расположены два блока: один передвижной по шпонке или шлицам из шестерен $Z_3 - Z_5$ и второй свободно расположенный (на подшипниках скольжения или качения) из шестерен $Z_1 - Z_7$. На торцах блоков, обращенных друг к другу, имеются кулачковые венцы. Передвижной блок одновременно играет роль односторонней кулачковой муфты.

На ведомом валу II свободно расположен блок зубчатых колес $Z_2 - Z_4 - Z_6$ и на шпонке или шлицах - колесо Z_8 . На их торцах, обращенных друг к другу, имеются кулачковые венцы и при перемещении

колесо Z_8 играет роль односторонней кулачковой муфты. Здесь также возможно использование двухсторонних кулачковых муфт, перемещающихся посредством шлицевого соединения по валам, причем все блоки и зубчатое колесо Z_8 свободно расположены на валах.

Наибольшая частота вращения n_1 ведомого вала получается путем прямой передачи движения с вала I на вал II через передачу Z_1/Z_2 . Для этого следует из положения, указанного на рисунке 13, г, передвинуть передвижной блок вправо, а колесо Z_8 - влево. Вторая частота вращения n_2 осуществляется прямой передачей движения через передачу Z_3/Z_4 , для чего колесо Z_8 следует сдвинуть влево. Третью частоту вращения n_3 ведомый вал получает при прямой передаче движения через передачу Z_5/Z_6 , для чего передвижной блок и колесо Z_8 необходимо сдвинуть влево. Четвертая частота вращения n_4 ведомого вала имеет место при прямой передаче движения через передачу Z_7/Z_8 с передвижением блока вправо. Пятая частота вращения n_5 осуществляется извивающейся передачей при зацеплениях согласно рис. 13, г. Шестерня Z_3 вращается с валом I и передает движение свободно расположенному на валу II тройному блоку, от которого через передачу Z_2/Z_1 , свободно расположенному на валу I двойному блоку, от которого далее - колесу Z_8 и, следовательно, ведомому валу. Шестая частота вращения n_6 осуществляется также извивающейся передачей при перемещении блока влево. При этом движение с вала I передается через передачу Z_5/Z_6 на свободно расположенный на валу II тройной блок. Дальнейший путь передачи движения такой же, как и при осуществлении частоты вращения n_5 . Итак, ведомый вал II имеет следующие шесть частот вращения:

$$n_1 = n \cdot (Z_1/Z_2); \quad n_2 = n \cdot (Z_3/Z_4) = n_1/\varphi;$$

$$n_3 = n \cdot (Z_5/Z_6) = n_1/\varphi^2; \quad n_4 = n \cdot (Z_7/Z_8) = n_1/\varphi^3;$$

$$n_5 = n \cdot Z_3 \cdot (Z_2 \cdot Z_7/Z_4 \cdot Z_1 \cdot Z_8) = n_1/\varphi^4;$$

$$n_6 = n \cdot (Z_5 \cdot Z_2 \cdot Z_7/Z_6 \cdot Z_1 \cdot Z_8) = n_1/\varphi^5,$$

лежащих в геометрическом ряду. Для обеспечения этого условия в данной коробке необходимо, чтобы возможное движение с вала II на вал I передавалось через передачу с наименьшим передаточным числом. На рис. 13, з представлен также график частот вращения для данной коробки.

На рис. 13, д представлена схема коробки с извивающейся передачей на девять скоростей. На ведущем валу I этой коробки расположены два блока: первый – двойной блок $Z_3 - Z_5$ – на шпонке или шлицах; второй блок тройной $Z_1 - Z_7 - Z_9$ свободный (на подшипниках скольжения или качения). На обращенных друг к другу торцах блоки имеют кулачковые венцы, а блок $Z_3 - Z_5$ перемещается по валу и играет роль односторонней кулачковой муфты. На ведомом валу II свободно расположены тройной блок $Z_2 - Z_4 - Z_6$ и зубчатое колесо Z_{10} , а на шпонке либо шлицах зубчатое колесо Z_8 , которое при передвижении по валу может сцепляться своими кулачковыми венцами либо с блоком, либо с колесом Z_{10} , играя роль двусторонней кулачковой муфты. Рассматриваемая коробка представляет собой элементарную двухваловую коробку на четыре скорости с одной добавочной передачей Z_9/Z_{10} . Согласно представленной там же схеме передачи движений по валам, ведомый вал имеет девять частот:

$$\begin{aligned} n_1 &= n \cdot (Z_1/Z_2); & n_2 &= n \cdot (Z_3/Z_4) = n_1/\varphi; \\ n_3 &= n \cdot (Z_5/Z_6) = n_1/\varphi^2; & n_4 &= n \cdot (Z_7/Z_8) = n_1/\varphi^3; \\ n_5 &= n \cdot (Z_3 \cdot Z_2 \cdot Z_7/Z_6 \cdot Z_1 \cdot Z_8) = n_1/\varphi^4; & n_6 &= n \cdot (Z_5 \cdot Z_2 \cdot Z_7/Z_6 \cdot Z_1 \cdot Z_8) = n_1/\varphi^5; \\ n_7 &= n \cdot (Z_9/Z_{10}) = n_1/\varphi^6; & n_8 &= n \cdot (Z_3 \cdot Z_2 \cdot Z_9/Z_4 \cdot Z_1 \cdot Z_{10}) = n_1/\varphi^7; \\ n_9 &= n \cdot (Z_5 \cdot Z_2 \cdot Z_9/Z_6 \cdot Z_1 \cdot Z_{10}) = n_1/\varphi^8. \end{aligned}$$

Таким образом, ведомый вал имеет девять частот вращения, лежащих в геометрическом ряду.

2. Системы управления коробками скоростей

Эксплуатационные качества коробок скоростей во многом зависят от конструкции системы и механизмов управления передвижными блоками, муфтами, тормозами и т.д.

Системы и механизмы управления часто представляют собой сочетание механических, электрических, гидравлических и пневматических устройств. Наиболее распространенными являются механиче-

ские системы управления благодаря их надежности, простоте устройств и эксплуатации.

Конструкции систем управления должны обеспечивать исключение возможных аварий за счет следующих мер:

1) фиксирование органов управления в каждом из занимаемых им положений; 2) блокировка механизмов управления за счет создания связей между отдельными цепями управления, которые делают невозможным одновременное включение двух несовместимых движений; 3) использование ограничителей пути установочных движений.

Для управления коробками скоростей обычно используются различные механические устройства и передачи, при помощи которых вращательное движение рукоятки управления преобразуется в поступательное движение перемещаемой детали. Чаще других применяются рычажные, рычажно-реечные и винтовые механизмы, а в системах однорукояточного управления – кулачковые, кулисные, мальтийские механизмы и неполнозубые колеса для управления несколькими передвижными блоками колес, муфт и т.д. Простейшим из них является рычажный механизм в виде валика с рычагом, на наружном конце которого закреплена рукоятка. Рычаг связан с перемещаемой деталью лишь в осевом направлении через камень (сухарь) или вилку и не мешает ей вращаться. При повороте рукоятки рычаг переводит блок или муфту вдоль вала в необходимое положение. Если путь перемещения значителен, то для избежания перекосов вилки необходимо предусмотреть для нее направляющую в виде планки, круглых стержней или шлицевого валика с приводом через рычажно-реечный механизм, при этом вместо рычага используются зубчатые сектор или колесо, а зубчатая рейка скреплена с вилкой. Примерами использования как рычажного, так и рычажно-реечного механизмов переключения скоростей является управление, приведенное на листах 78-79. Одна из схем одно-рукояточной системы управления основана на использовании механизма переключения с барабанными кулачками. Для построения развер-

ток кривых на барабанных кулачках достаточно иметь структурный график коробки скоростей, который указывает порядок переключений. С использованием структурных графиков строятся развертки канавок на управляющих барабанных кулачках, при этом размеры, ширина и форма канавок определяются по величине путей перемещения блоков, по диаметрам роликов, которые входят в канавки и т.д. Примером использования механизма переключения с барабанными кулачками является управление на листах 80, 81 и 82.

Дополнительные сведения о механизмах управления и устройстве их отдельных элементов см. гл. 8.

Для возможности переключения скоростей часто конструкции коробок снабжены фрикционными или сцепными муфтами включения (электромагнитными или механическими), установленными внутри корпуса (масляные) или вне корпуса, встроенными в ведомые шкивы (сухие).

На листе 74 в ведомый шкив встроена электромагнитная фрикционная муфта сухого трения. На листе 76 представлена конструкция встроенной в шкив фрикционной муфты сухого трения с механическим управлением. При отключении муфты во время вращения ведомого шкива быстроходный вал коробки не вращается.

На листе 93 приведена конструкция коробки скоростей с электромагнитной фрикционной масляной муфтой, позволяющей отключать вал, на котором расположен блок зубчатых шестерен.

На листе 97 ту же функцию выполняет фрикционная масляная муфта с механическим управлением.

На листах 83 и 87 представлены конструкции коробок скоростей, имеющие встроенные в них двухсторонние (сдвоенные) фрикционные масляные муфты, соответственно электромагнитную и с механическим управлением.

Использование двухсторонних муфт обеспечивает дополнительно реверсирование вращения тихоходного вала.

Принцип работы рассмотренных муфт, порядок их монтажа и регулирования изложен в гл. 6.

3. Свертки коробок скоростей

Варианты сверток для коробок скоростей зависят от количества валов, размеров колес и вариантов механизмов управления. Для элементарной двухвальной коробки скоростей относительное расположение валов может быть различным: в вертикальной, горизонтальной плоскостях, либо между ними (рис. 14).

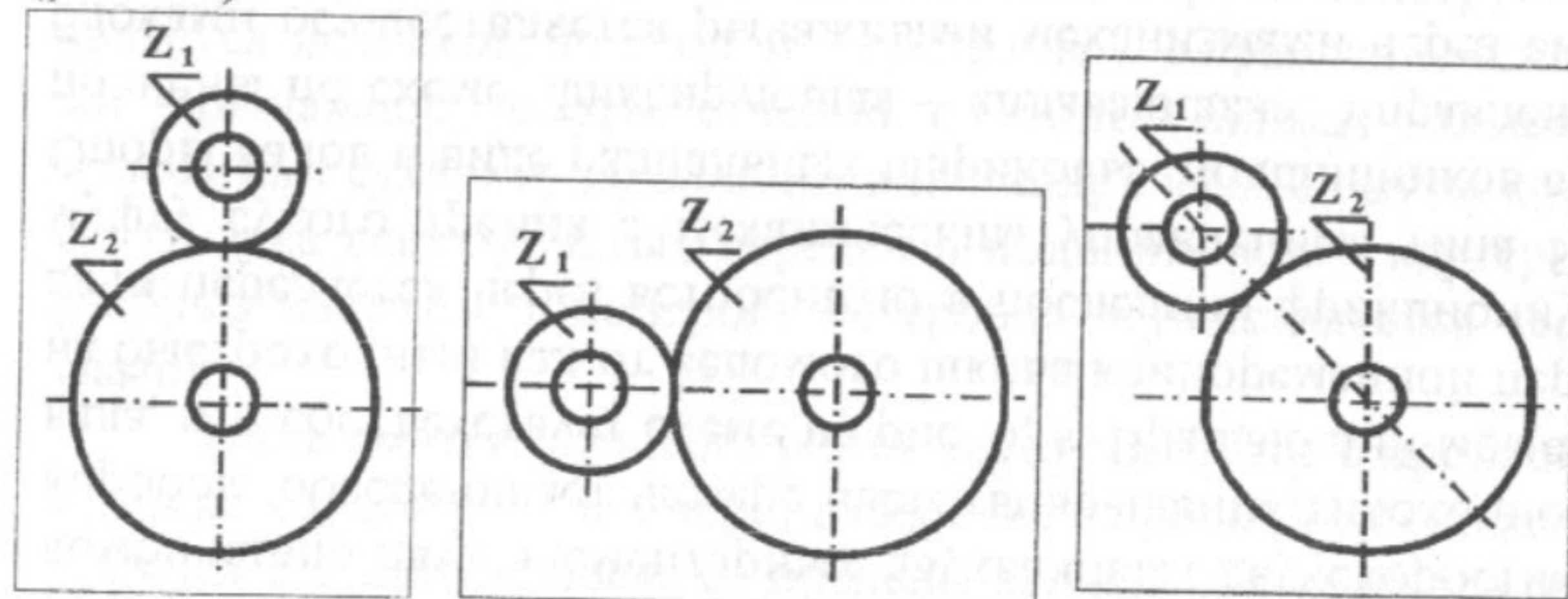


Рис. 14. Варианты свертки двухвальной коробки

Для трехвальной коробки скоростей обычно оси валов располагаются в вершинах треугольника, в частном случае прямоугольного (рис. 15, а).

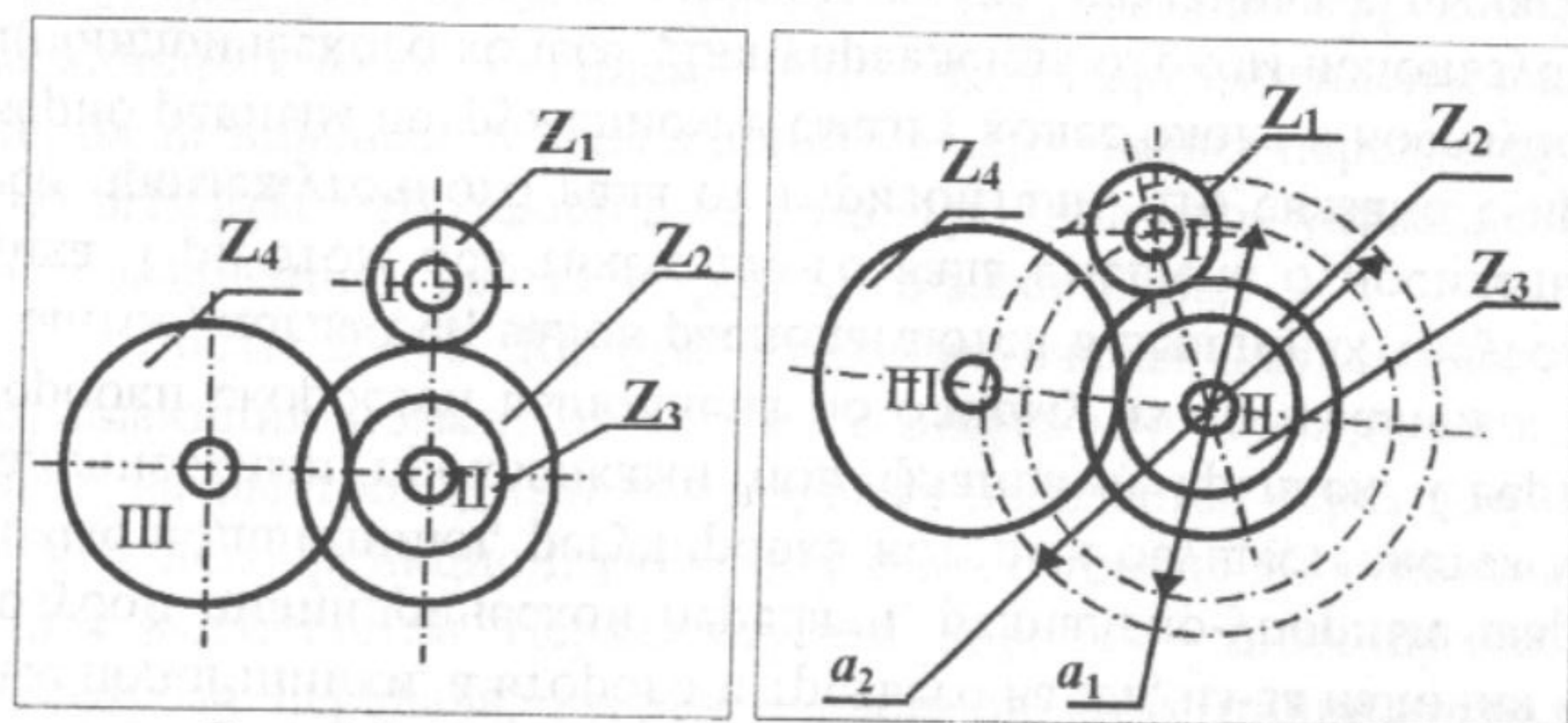


Рис. 15. Варианты свертки трехвальной коробки

В общем случае линии центров могут отклоняться от вертикали или горизонтали, что усложняет технологию изготовления

корпуса, но позволяет получить оптимальные габариты (по высоте и ширине) с учетом расположения механизма управления или одинакового погружения колес первой и второй ступеней в смазку (рис. 15, б). Для данного случая угол между линиями центров валов обычно $< 90^\circ$. При этом окружности диаметром a_1 и a_2 определяют геометрическое место точек расположения осей 1-го и 3-го валов относительно оси 2-го вала, где a_1, a_2 – межосевое расстояние 1-й и 2-й ступеней передач.

При высоких частотах вращения промежуточного вала ($n \geq 800 \text{ мин}^{-1}$) следует колеса этого вала выводить из смазки и в этом случае угол между линиями центров валов становится $\geq 90^\circ$.

Чаще всего валы с подвижными блоками располагаются у стенки корпуса, на которой размещаются рукоятки их управления.

Для четырехвальной коробки скоростей обычно оси валов располагаются в вершинах четырехугольника (рис. 16).

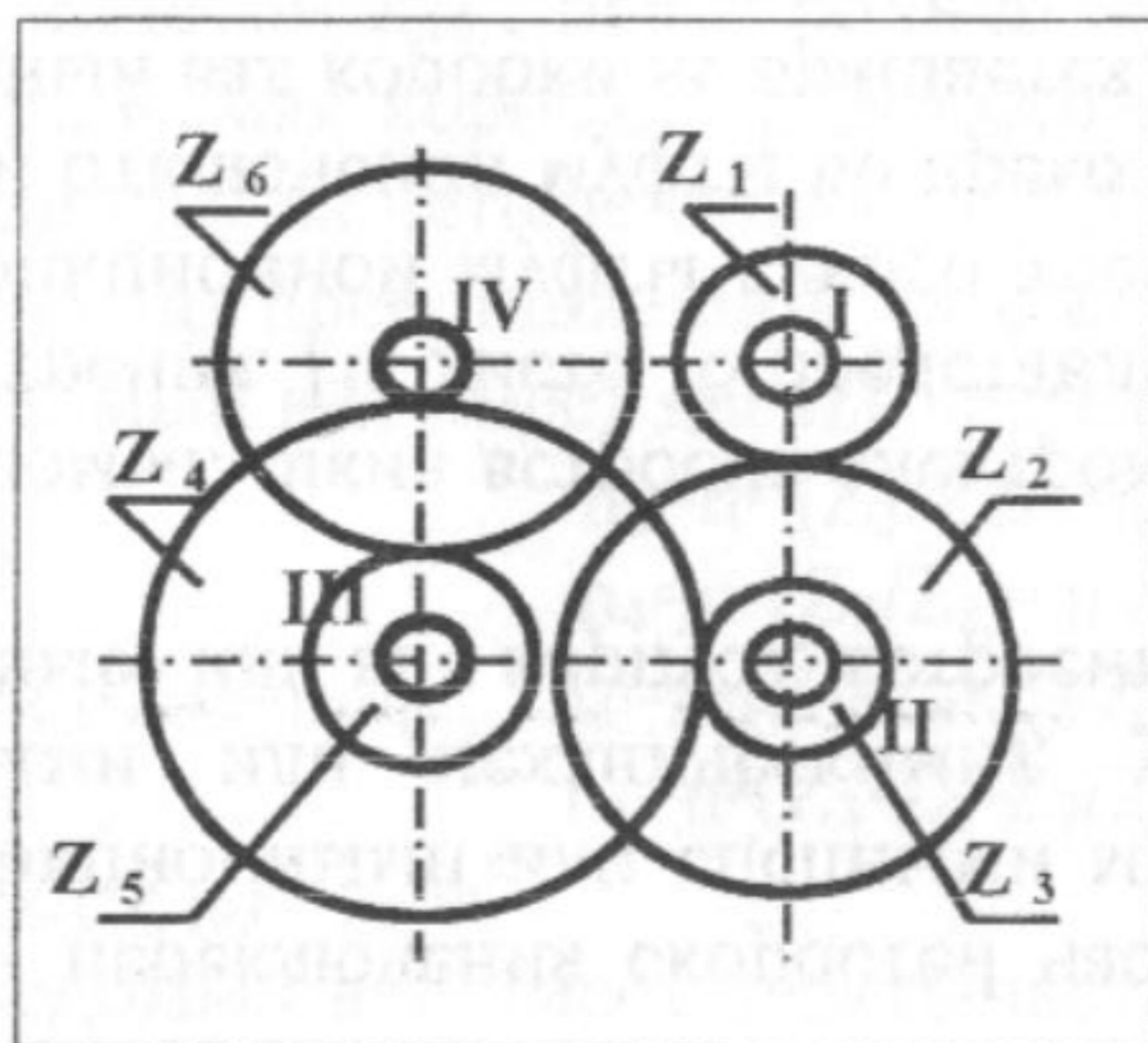


Рис. 16. Вариант свертки четырехвальной коробки

4. Конструкции коробок скоростей

Листы 74-75. Коробка скоростей представляет собой комбинацию элементарной двухвальной двухскоростной коробки скоростей и косозубой цилиндрической передачи, что соответствует схеме на рис. 4, в. Вращающий момент на быстроходный вал от ведомого шкива клиноременной передачи передается через встроенную в последний

сцепную фрикционную муфту сухого трения с электромагнитным управлением. Кожух, поддерживающий муфту, центрируется по диску, к которому крепится. Диск, в свою очередь, центрируется по фланцу стакана, несущему подшипники ведомого шкива. Опорами первого вала являются радиальные шариковые подшипники, а второго и третьего валов, из-за наличия косозубой цилиндрической передачи, радиально-упорные шариковые подшипники, регулировка которых осуществляется металлическими прокладками под фланцами крышек. Свертка коробки скоростей выполнена по одному из оптимальных вариантов, когда оси валов располагаются в вершинах треугольника. При этом ось тихоходного вала смещена относительно оси промежуточного вала от горизонтали, что связано с примерно равным погружением в смазку колес блока и косозубого цилиндрического колеса. Для управления блоком используется рычажный механизм, в котором вилка, связанная с рычагом, охватывает большую шестерню блока. На крышке и боковой стенке корпуса на уровне дна имеются пробки для заливки и слива смазки, а также глазок для контроля его уровня.

Листы 76-77. Коробка скоростей, представляющая собой комбинацию двух элементарных двухвальных двухскоростных коробок, обеспечивает четыре частоты вращения тихоходного вала, что соответствует схеме на рис. 6, в. Вращающий момент на быстроходный вал от ведомого шкива клиноременной передачи передается через встроенную в последний фрикционную муфту сухого трения с механическим управлением типа 5С. Опоры валов в виде радиальных шариковых подшипников выполнены по схеме: фиксирующая – «плавающая». Управление блоками осуществляется рычажными механизмами через вилки, охватывающие большие шестерни. На тихоходном валу установлена муфта со скользящим сухарем.

Листы 78-79. Трехвальная коробка на шесть скоростей со связанными колесами (с одной связью) – соответствует схеме на рис. 7, д. Передача вращающего момента на быстроходный вал коробки и схема установки подшипников подобна преды-

дущему варианту. В данном случае блоки выполнены составными, а механизмы управления ими приняты: рычажно-реечный - для тройного блока и рычажный - для двойного. В углах корпуса имеются ниши с резьбовыми отверстиями для его крепления к основанию.

Листы 80-82. Коробка на шесть скоростей. Вращающий момент на быстроходный вал передается от ведомого шкива ременной передачи через фрикционную муфту сухого трения с механическим управлением. Одна из опор быстроходного и расположенного под ним тихоходного валов является фиксирующей, другая - оплавляющей. Для управления переключением скоростей используется однорукояточный механизм с барабанными кулачками. При вращении рукоятки управления через коническую передачу осуществляется вращение барабана, пазы которого через ролики перемещают вдоль шлицевого вала вилки, управляющие блоками. На этом же барабане имеются углубления, в которые входит ролик (подшипник шариковый), расположенный на подпружиненном рычаге, чем обеспечивается фиксация механизма.

На листах 83-88 приведены конструкции реверсивных коробок скоростей.

Листы 83-86. Трехваловые коробки реверсивные на две прямые и две обратные скорости со связанными колесами (с одной связью). Вращающий момент на быстроходный вал передается через ременную передачу: в первой конструкции - клиноременную, во второй - плоскоременную, а с тихоходного вала вращающий момент передается соответственно через зубчатоременную и клиноременную передачи.

Опоры валов первой конструкции выполнены в виде фиксирующей и «плавающей», причем для быстроходного и тихоходного валов фиксирующие опоры расположены со стороны шкивов, что является более рациональным.

Во второй конструкции по такой схеме выполнены опоры быстроходного вала, а остальных валов - по схеме с двумя фиксированными опорами.

Включение прямого и обратного движения, а также отключение быстроходного вала обеспечивается фрикционными масляными муфтами двухстороннего действия с электромагнитным управлением. Шестерни, связанные с чашками полумуфт, располагаются на бронзо-

вых втулках, образующих подшипники скольжения. Сам корпус муфт связан с быстроходным валом через шлицевое соединение.

Для обеспечения реверса вращения между зубчатыми колесами Z_6 и Z_8 располагается паразитное колесо Z_7 , вращающееся относительно неподвижной оси.

Блок передвижных зубчатых колес в первой конструкции является цельным, во второй - составным. Управление блоками - рычажное, соответственно, с охватом вилкой большего колеса или сухарем, заходящим в цилиндрический паз на колесе. Смазка всех зубчатых передач и подшипников - картерная разбрызгиванием, а контроль ее уровня осуществляется через глазок.

Залив смазки осуществляется через отверстие с пробкой в крышке коробки, а слив через отверстие с пробкой у основания корпуса с выносом носка за пределы его лап для удобства сбора сливаемой смазки.

Листы 87-88. Трехваловая коробка реверсивная на три прямые и три обратные скорости. Главная особенность этой конструкции в сравнении с предыдущими заключается в применении фрикционной масляной двухсторонней муфты 9МС с механическим включением. Чашки полумуфт скреплены с шестернями винтами, а вращающий момент на них передается через штифты, работающие на срез. Тройной блок управляется с использованием рычажно-реечного механизма.

Листы 89-90. Коробка трехступенчатая, двухскоростная. Вращающий момент от ведомого шкива клиноременной передачи на быстроходный вал коробки передается через встроенную в него фрикционную муфту сухого трения 5С с механическим включением. Первая ступень коробки - цилиндрическая косозубая передача, вторая - двойной блок цилиндрических прямозубых передач, третья - коническая прямозубая передача. В силу наличия цилиндрической косозубой и конической передач опоры всех валов выполнены с использованием радиально-упорных конических подшипников. Для тихоходного

вала эти подшипники установлены по схеме «О», что обеспечивает более высокую его жесткость. Регулировка конического зацепления обеспечивается металлическими прокладками, установленными под фланцами крышек вала шестерни и стакана вала колеса. Регулировка подшипников 1-го, 2-го и 3-го валов осуществляется металлическими прокладками под фланцем одной из крышек, а тихоходного вала-шлицевой гайкой с дистанционной втулкой между внутренними кольцами его подшипников. Для уменьшения габаритов коробки по длине валов блок прямозубых передач располагается под механизмом управления муфтой. Для сборки 3-го вала его диаметр под конической шестерней больше, чем под цилиндрическими колесами, а тихоходный вал устанавливается в корпус в сборе со стаканом.

Для фиксации косозубого колеса используется шлицевая втулка, входящая в кольцевой паз на валу. Для управления блоком используется рычажный механизм. Рукоятки управления муфтой и блоком обычно располагаются на одной стенке корпуса коробки. Смазка всех передач и подшипников (кроме подшипников тихоходного вала) осуществляется разбрызгиванием. Подшипники тихоходного вала смазываются через пресс-масленку консистивной смазкой, для исключения вытекания которой используются манжетные уплотнения. Заливка и слив смазки осуществляются через соответствующие отверстия в крышке и у основания корпуса, закрываемые пробками. Уровень смазки контролируется через глазок.

В углах корпуса и крышки имеются увеличенные приливы для крепления последней винтами. Основным вариантом на листах 89-90 предполагается вертикальное положение тихоходного вала (1-й вариант). Возможно также его горизонтальное расположение (2-й вариант), в связи с чем потребуются незначительные изменения в конструкции корпуса на развертке.

На листах 91-96 приведены конструкции соосных коробок скоростей.

Листы 91-92. Двухступенчатая, двухскоростная соосная коробка скоростей, соответствующая схеме на рис. 4, б. Ведущая шестерня первой ступени закреплена на валу фланцевого электродвигателя, а вращение на второй вал передается при включении фрикционной

масляной муфты, чашка которой через винты и штифты связана с ведомым колесом первой ступени. При выключении муфты данное колесо вращается относительно неподвижного вала на бронзовой втулке. Ввиду значительной длины данный вал имеет одну фиксирующую и другую «плавающую» опоры в виде радиальных шариковых подшипников. Для исключения протекания смазки из корпуса в сторону электродвигателя на ступицу шестерни первой ступени установлен диск, который в расточке корпуса, взаимодействуя с резиновым кольцом, обеспечивает уплотнение. Радиальные подшипники тихоходного вала установлены в виде фиксированных опор, а вытекание смазки исключается за счет наличия уплотнения в виде манжеты, охватывающей закаленную втулку, которая должна вращаться вместе с валом. Если втулка будет неподвижна, произойдет износ сопряжения вал-втулка, приводящий к вытеканию смазки. Блок управляется рычажным механизмом, а при его конечных положениях срабатывает фиксатор.

Листы 93-94. Коробка двухступенчатая, четырехскоростная, соосная, соответствующая схеме на рис. 7, б. Вращающий момент с ведомого шкива ременной передачи передается на быстроходный вал через сцепную фрикционную муфту сухого трения 5С с механическим управлением. Подвижные блоки установлены на промежуточном валу с фиксирующей и «плавающей» опорами, т.к. этот вал существенно длиннее двух других. Опоры быстроходного и тихоходного валов являются фиксированными. Управление блоками осуществляется через механизм шестерня-рейка, от которых по скалке перемещаются ступицы вилок, связанные с блоками. При этом фиксаторы располагаются в ступицах вилок, размещенных на одной оси, что облегчает управление блоками.

На листе 93 показан также вариант исполнения этой конструкции с фрикционной электромагнитной муфтой и составными блоками. Сравнение этих конструкций свидетельствует о значительно меньших размерах коробки по длине валов во втором варианте.

На листах 95-102 приведены конструкции соосных цилиндрическо-конических коробок скоростей, выполненных в соответствии со схемой на рис. 6,а.

Листы 95-96. Коробка трехступенчатая, двухскоростная, соосная с вертикально расположенным тихоходным валом.

Две первые ее ступени аналогичны коробке на листах 91-92. Особенностью здесь является наличие вместо механической электромагнитной бесконтактной фрикционной муфты, корпус которой удерживается от вращениявилкой. По сравнению с указанной конструкцией в данной коробке имеется третья ступень в виде конической прямозубой передачи, расположенной в части корпуса, прилитой к основному.

В связи с этим в качестве опор валов шестерни и колеса этой передачи используются радиально-упорные шариковые подшипники. Для первого вала они образуют фиксирующую опору со стороны шестерни, что обеспечивает сохранение правильности конического зацепления. Другая опора при этом выполнена «плавающей» в виде радиального шарикового подшипника. Для тихоходного вала радиально-упорные подшипники установлены в виде фиксированных опор. Регулировка зацепления осуществляется за счет изменения толщины металлических прокладок под фланцами стакана с подшипниками фиксирующей опоры вала шестерни и крышек фиксированных опор вала колеса. Регулировка подшипников фиксирующей опоры осуществляется разрезной гайкой и наличием дистанционного кольца между узкими торцами наружных колец подшипников, а подшипников тихоходного вала - посредством изменения толщины металлических прокладок под фланцем одной из крышек. Наличие удлиненного стакана, крепящегося с центрированием к стакану, в котором расположен нижний подшипник тихоходного вала, исключает полное погружение этого подшипника в смазку. Крыльчатка, установленная на шестерне конической передачи, обеспечивает ее смазку.

Второй вал в собранном виде с муфтой и блоком устанавливается в корпус через его разъем с крышкой. Диаметр расточки на корпусе коробки под центрирующий поясok электродвигателя определяет ши-

рину коробки, а для фланца электродвигателя на корпусе возможно наличие приливов.

Листы 97-98. Коробка трехступенчатая, двухскоростная, соосная. Положение тихоходного вала показано в двух вариантах: с вертикально или горизонтально расположенной осью. Компактность данной конструкции по сравнению с предыдущей обеспечена за счет расположения конической передачи внутри основного корпуса, а не в дополнительной его части, но при этом шестерня и колесо конической передачи имеют консольное расположение. В качестве фрикционной муфты используется масляная муфта 9МС с механическим управлением. Наружное кольцо левой опоры второго вала фиксируется в корпусе пружинным кольцом и разрезной гайкой с наружной резьбой. Правая опора - «плавающая». Опоры третьего и четвертого валов выполнены в виде радиально-упорных конических подшипников, установленных соответственно по схемам «Х» и «О», обеспечивающим более высокую жесткость четвертого вала. Регулировка зацепления конической передачи достигается за счет кольца между буртом стакана в стойке и наружным кольцом левого подшипника вала шестерни и металлических прокладок под фланцем стакана вала колеса. Регулировка подшипников вала шестерни осуществляется металлическими прокладками под фланцем крышки правого подшипника, а вала колеса - шлицевой гайкой при наличии дистанционной втулки между внутренними кольцами подшипников.

Второй вал устанавливается внутри корпуса через отверстие под стакан правого подшипника, а тихоходный вал в собранном виде - через отверстие под стакан, в котором смонтированы его подшипники. Управление блоком осуществляется рычажно-реечным механизмом.

Смазка цилиндрической передачи первой ступени ввиду расположения шестерни выше масляной ванны осуществляется паразитным зубчатым пластмассовым колесом, закрепленным на оси.

Диск на валу электродвигателя с маслосгонными канавками защищает его от попадания смазки. Уровень смазки определяется через глазок. Подшипники тихоходного вала смазываются через пресс-масленку консистентной смазкой.

Ширина коробки скоростей, равная диаметру фланца электродвигателя, обеспечивает его крепление к корпусу коробки без наличия боковых приливов.

На листе 98 показаны два варианта использования тихоходного вала: с вертикальным и горизонтальным его расположением.

Листы 99-102. Коробки трехступенчатые, двухскоростные, соосные. Конструкции данных коробок в основных своих решениях близки к предыдущей конструкции. В качестве сцепных фрикционных муфт здесь использованы механическая и электромагнитная бесконтактная, причем для второй конструкции приведены оба варианта. Подшипник скольжения в этой конструкции выполнен в виде втулок - стальной шлицевой и бронзовой, запрессованной в чашку муфты. Для первой конструкции бронзовая втулка взаимодействует с цилиндрическим участком вала.

Механизм управления блоком здесь приведен в двух вариантах: рычажный - в первой конструкции, рычажно-реечный - во второй.

Главной особенностью этих конструкций от предыдущей, где второй вал по отношению к валу двигателя и третьему расположен в вертикальной плоскости, является его расположение в горизонтальной плоскости, причем по разные стороны от этих валов, в связи с чем рукоятки управления размещаются на противоположных стенках корпуса. Другой отличительной особенностью является наличие крепежной плоскости со стороны боковой стенки. Тихоходный вал в обеих конструкциях показан как вертикально расположенный. Возможен вариант его горизонтального расположения, при этом выходной конец тихоходного вала входит внутрь корпуса, к которому крепится коробка.

Листы 103-104. Коробка двухступенчатая, двухскоростная, соответствует схеме на рис.5, а. Первая ступень - коническая передача с круговыми зубьями, вторая - блок цилиндрических прямозубых передач. Опорами конической шестерни, закрепленной на валу фланцевого электродвигателя, являются радиально-упорные конические подшип-

ники, установленные по более предпочтительной с точки зрения жесткости схеме «О». Второй вал с фрикционной масляной муфтой 9МС с механическим управлением имеет одну фиксирующую опору в виде двух радиально-упорных конических подшипников и вторую «плавающую» в виде радиального шарикового подшипника. Тихоходный вал установлен на радиальных шариковых подшипниках, один из которых образует фиксирующую опору, а второй - «плавающую». На консольном конце тихоходного вала установлена муфта с упругой звездочкой. По условиям сборки внутренний диаметр бронзовой втулки конического колеса должен обеспечивать его прохождение до своего посадочного места над шпонкой корпуса муфты, а наружный диаметр стакана фиксирующей опоры второго вала больше наружного диаметра чашки муфты. Регулировка зацепления конической передачи осуществляется металлическими прокладками под фланцами стаканов с радиально-упорными подшипниками, а регулировка этих подшипников шлицевой гайкой с дистанционной втулкой между внутренними кольцами - для подшипников вала шестерни и металлическими прокладками под фланцем крышки - для подшипников фиксирующей опоры второго вала. Управление муфтой и блоком осуществляется одной рукояткой, перемещающей в осевом направлении шток с цилиндрической шестерней. При осевом перемещении эта шестерня входит соответственно в зацепление с рейками управления муфтой или блоком, которые при ее повороте от рукоятки, перемещаясь по скалке, вилками осуществляют осевые перемещения отводной втулки и блока.

Листы 105-108. Коробки трехступенчатые, двухскоростные соответствуют схеме на рис.6,б. Эти конструкции отличаются от предыдущей наличием третьей ступени в виде цилиндрической косозубой передачи. Конструкции опор, сборка и регулировка для первых двух валов здесь аналогичны предыдущей. Из-за наличия косозубой передачи опоры третьего и тихоходного валов выполнены в виде радиально-упорных подшипников. Различия в конструкциях заключаются в типе под-

шипников – роликовые или шариковые. Регулировка этих подшипников на указанных валах осуществляется металлическими прокладками под фланцами крышек. Конструкция второго вала в данных коробках отличается от предыдущего варианта тем, что он выполнен шлицевым под муфтой и блоком – в первой конструкции и по всей длине шлицевым – во второй. При этом в первом случае бронзовая втулка запрессована в коническое колесо и при выключенной муфте проворачивается внутренней поверхностью относительно вала, а во втором – бронзовая шлицевая втулка проворачивается наружной поверхностью относительно расточки колеса. Данные конструкции отличаются также типом фрикционных муфт: в первой конструкции применена муфта с механическим управлением – 9МС, во второй – электромагнитная, бесконтактная. Для удобства расточки отверстий в стойке под подшипники в противоположной стенке корпуса предусмотрены технологические отверстия для вывода бор-штанги, закрываемые в дальнейшем пробками с прессовой посадкой. Управление блоком осуществляется рычажным механизмом. Смазка всех передач и опор осуществляется разбрызгиванием. Залив и слив смазки осуществляется через отверстия в крышке и у основания корпуса, закрываемые резьбовыми пробками. Контроль уровня смазки производится через глазок.

Листы 109-110. Коробка одноступенчатая, двухскоростная. В данной конструкции совместно с быстроходным валом изготовлены две шестерни, а на тихоходный вал установлен блок из двух колес, соединенных с валом зубчатым (шлицевым) соединением. При среднем положении блока тихоходный вал отключен от быстроходного, а при крайних положениях получает вращение либо через одну, либо через другую зубчатую пару. Блок перемещается рукояткой, находящейся на крышке коробки скоростей; для фиксирования его предусмотрен шариковый фиксатор. Для возможности переключения блока предполагается наличие на консольном конце быстроходного вала фрикционной сухой муфты, связанной с ведомым шкивом ременной передачи.

Листы 111-112. Коробка двухступенчатая, двухскоростная, соосная. Обе ступени представляют собой цилиндрические косозубые передачи. Шестерня первой ступени связана с быстроходным валом че-

рез бронзовую втулку и имеет с торцевой стороны кулачки. Ведомое колесо смонтировано на тихоходном валу, который также имеет с торцевой стороны кулачки. Второй опорой быстроходного вала являются два подшипника, расположенные внутри тихоходного вала. На шлицевом участке быстроходного вала расположена подвижная часть кулачковой муфты, которая переключается рычажным механизмом от рукоятки, расположенной на крышке коробки скоростей, как в предыдущей конструкции. При нейтральном положении подвижной части кулачковой муфты вращается только быстроходный вал, остальные валы неподвижны. При зацеплении кулачков подвижной части муфты, и шестерни первой ступени вращающий момент передается последовательно через первое и второе зацепления, т.е. через двухступенчатую передачу на тихоходный вал. В случае переключения подвижной части муфты в сторону тихоходного вала, он непосредственно соединяется с быстроходным валом, а промежуточный вал и передачи вращаются вхолостую.

В данной конструкции, как и в предыдущей для возможности переключения скоростей необходимо наличие управляемой фрикционной муфты на быстроходном валу.

Листы 113-114. Коробка скоростей токарного станка - двухступенчатая, восьмискоростная, соосная. Ведомый шкив на быстроходном валу коробки скоростей вращается от электродвигателя через клиновые ремни. Также посредством клиноременной передачи передается вращение от тихоходного вала на переднюю бабку станка. Коробка скоростей размещена внутри тумбы станка на специальной плите, перемещающейся по направляющим для натяжения ремней. В коробке имеются три вала (два из них соосны), на которых размещены зубчатые колеса, обеспечивающие восемь частот вращения тихоходного вала с определенным знаменателем ряда ϕ . Переключение передач осуществляется дисковыми кулачками, в пазы которых установлены ролики рычагов, перемещающих зубчатые колеса. Вращение дисковых кулачков осуществляется от маховика че-

рез зубчатую коническую передачу и вертикальный шлицевой вал.

На листах 115-118 приведены конструкции автоматических коробок скоростей с электромагнитными муфтами.

Листы 115-116. Коробки четырехскоростные с электромагнитными муфтами. Различие этих коробок заключается в типах применяемых муфт: в первой конструкции использованы электромагнитные бесконтактные муфты, а во второй – контактные. Принцип же работы коробок совершенно одинаков.

При включении муфт М1 и М4 имеет место наибольшее передаточное число, т.к. передача вращающего момента происходит через все зацепления. Другие частоты вращения получаются при включении муфт М1 и М3, М2 и М4, М2 и М3.

Лист 117. Коробка скоростей шестискоростная с электромагнитными муфтами. Предназначена для привода машин, требующих автоматического изменения частот вращения рабочих органов, в том числе для автоматического управления главным приводом металлорежущих станков. Частота вращения тихоходного вала изменяется включением соответствующих бесконтактных электромагнитных муфт М1, М2, М3, М4 и М5, корпуса которых жестко соединены с валами, а свободно установленные на валах водила соединены с зубчатыми колесами, передающими вращение с вала на вал. Коробка скоростей обеспечивает передачу шести частот вращения с минимальной до максимальной в следующей последовательности: первая (минимальная) через муфты М3 и М5; вторая – через М2 и М5; третья через М1 и М5; четвертая через М3 и М4; пятая – через М2 и М4, шестая (максимальная) через М1 и М4. Торможение осуществляется через муфты М4 и М5. Включение электромагнитных муфт осуществляется или вручную от кнопочного пульта управления или автоматически от системы ЧПУ.

Лист 118. Коробка восьмискоростная с электромагнитными муфтами. Привод коробки осуществляется от фланцевого электродвигателя. В качестве электромагнитных используются контактные муфты. Принцип включения соответствующих скоростей поясняется приведенными схемами.

Лист 119. Коробка скоростей передач автомобиля с синхронизаторами. Коробка состоит из быстроходного, промежуточного и тихо-

ходного валов, причем быстроходный и тихоходный валы соосны и одна из опор тихоходного вала расположена внутри быстроходного. Зубчатые колеса на тихоходном валу установлены на игольчатых подшипниках и замыкаются на вал через зубчатые муфты, связанные с валом через шлицевое соединение и имеющие синхронизаторы. Синхронизаторы обеспечивают выравнивание скоростей для возможности выключения муфты.

При включении муфты М1 вправо включается первая передача (с наибольшим вращающим моментом на приводные колеса с минимальной частотой их вращения). При включении муфты М2 вправо включается вторая передача, а влево – третья; при включении муфты М3 вправо включается четвертая передача, а влево, при непосредственном соединении быстроходного и тихоходного валов, прямая передача, обеспечивающая наибольшую скорость. При включении муфты М1 влево включается передача заднего хода (через паразитное колесо).

5. Классификация вариаторов

Вариаторы предназначены для бесступенчатого изменения частот вращения тихоходного вала. Вариаторы подразделяются на три группы: без промежуточного звена (конусные, лобовые); с промежуточным звеном и планетарные. Вариаторы с промежуточным звеном могут быть: с жестким промежуточным звеном на опорах (шаровые, торовые, многодисковые); с жестким безопорным звеном и с гибким безопорным звеном (ременные, цепные).

6. Конструкции вариаторов

6.1. Вариаторы с жестким промежуточным звеном

Лист 120. Шаровой вариатор. Тела качения в данном вариаторе выполнены в виде соосно расположенных конусных

чашек и четырех шаров. Частота вращения, передаваемая от ведущего вала (слева) регулируется изменением положения точек контакта шаров с конусными чашками. Это достигается поворотом валика управления, проходящего через полый вал вариатора. Валик соединен с центрально расположенным червяком, находящимся в зацеплении с четырьмя червячными колесами. В колеса встроены направляющие ролики, установленные на осях. При повороте червячного колеса поворачиваются направляющие ролики, которые, в свою очередь, поворачивают оси вращения шаров. Прижатие тел качения друг к другу обеспечивается за счет передачи вращающего момента между чашками и валами через нажимные устройства в виде шайб с канавками переменной глубины и шариков.

Лист 121. Торовой вариатор. Рабочая поверхность чашек выполнена в виде кругового тура, а поверхность роликов – в виде сферы. Вилы вариатора соосны. Ролики вращаются на осях, не лежащих в их плоскости, благодаря чему в крайних точках площадки касания разность окружных скоростей незначительна. Для выравнивания нагрузки на ролики оси их закреплены в плавающей раме. Валы разгружены от изгибающих моментов, т.к. ролики взаимно уравновешены. Фрикционные чашки прижимаются к роликам клиновым механизмом, расположенным на ведущем и ведомом валах. Клиновой механизм из двух шайб с канавками переменной глубины и шариков предназначен для уменьшения проскальзывания как при пуске за счет предварительного прижатия дисков к роликам пружиной, встроенной в вал и давящей на клиновой механизм, так и при толчках, воспринимаемых вариатором от приводной машины.

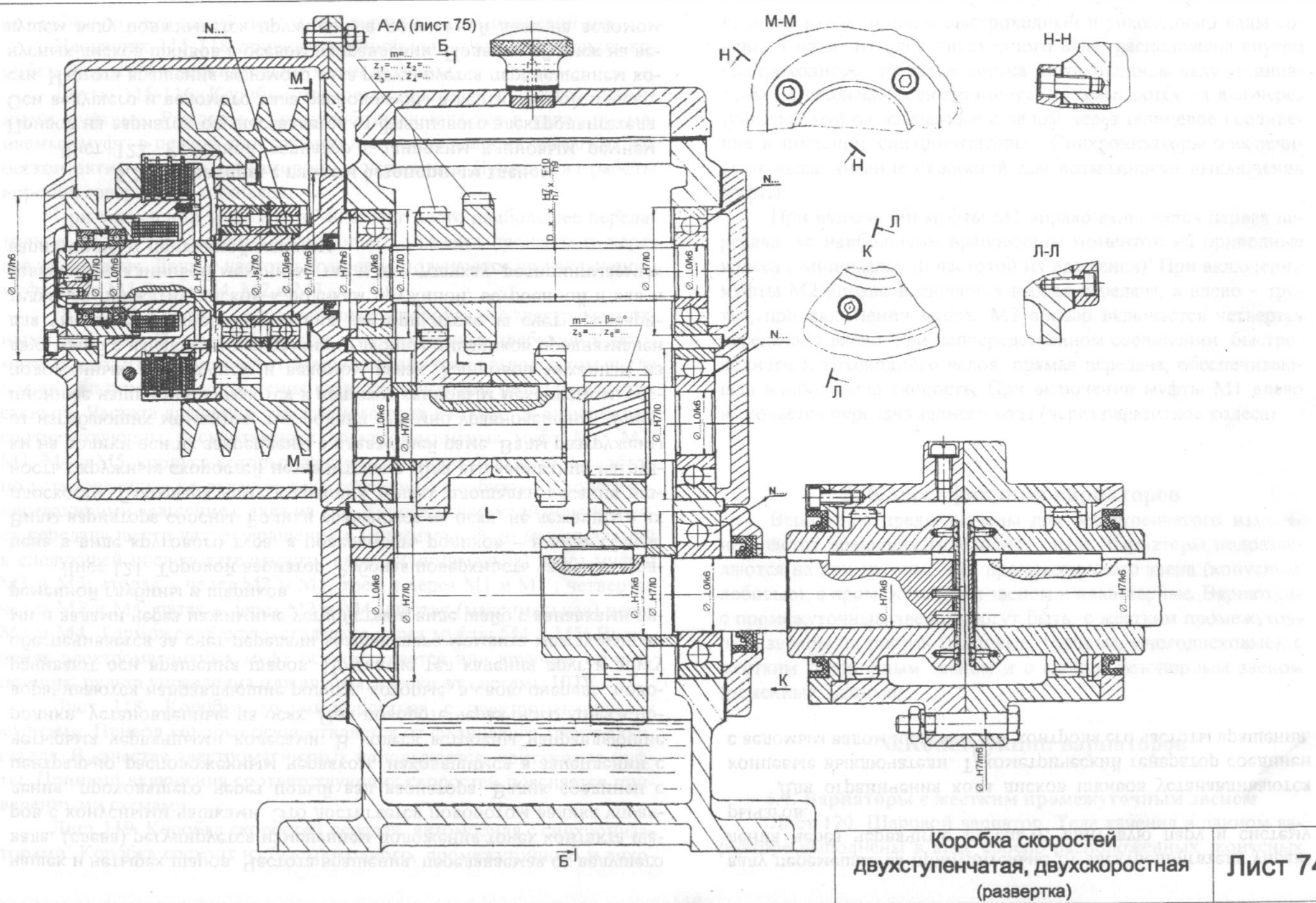
6.2. Вариаторы с гибким безопорным звеном

Лист 122. Ременной вариатор с широким клиновым ремнем. Привод на вариатор осуществляется от фланцевого электродвигателя. Оси ведущего и ведомого вала расположены в вертикальной плоскости. Частота вращения ведомого вала регулируется перемещением конусных дисков шкивов в осевом направлении. Подвижной диск на ведущем валу поджимается пружиной, а подвижной диск на ведомом

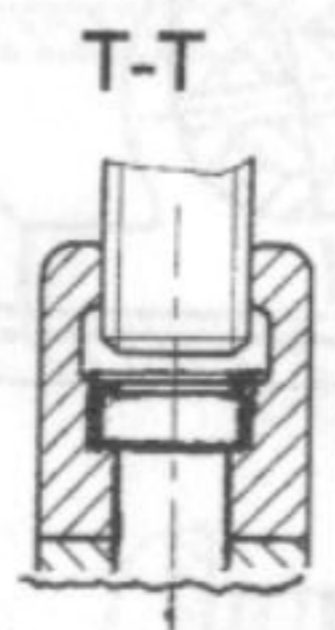
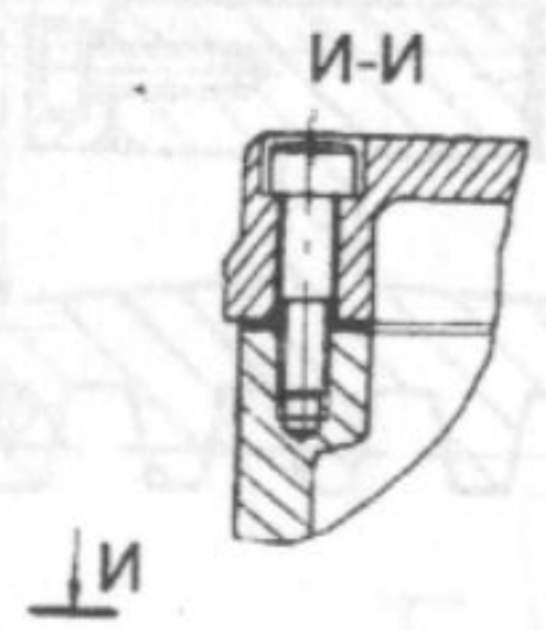
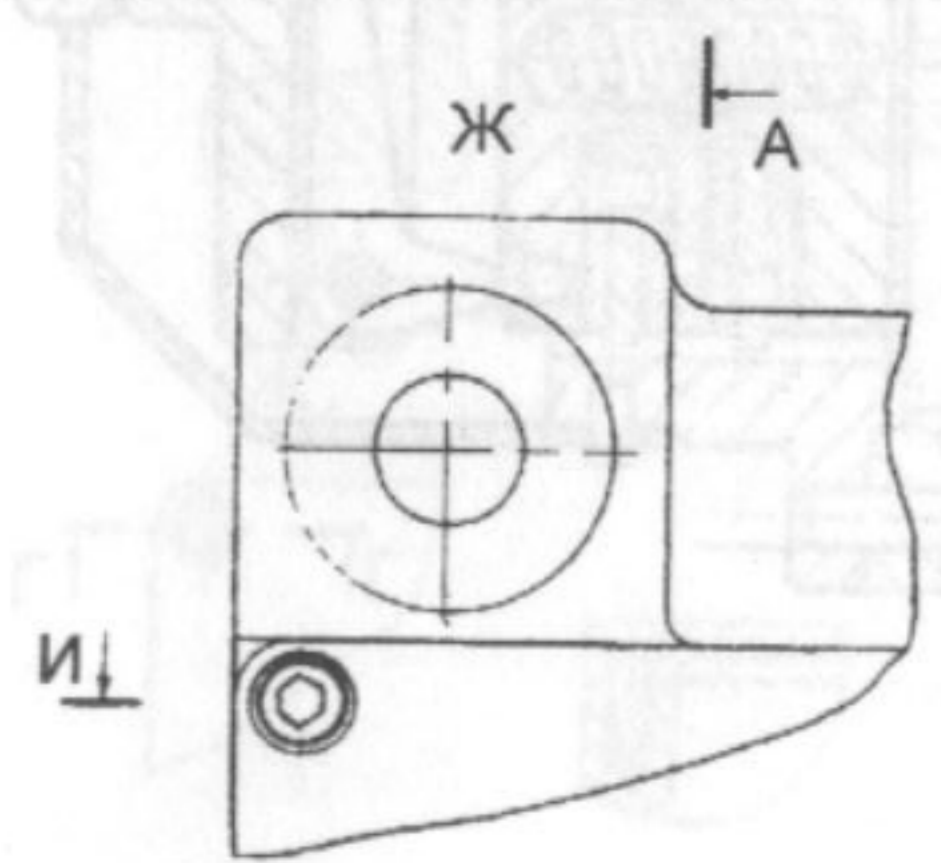
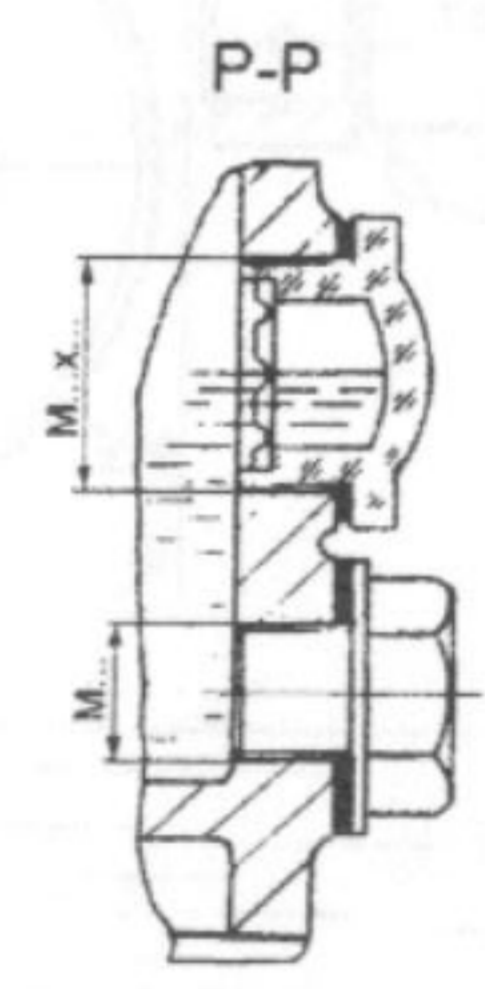
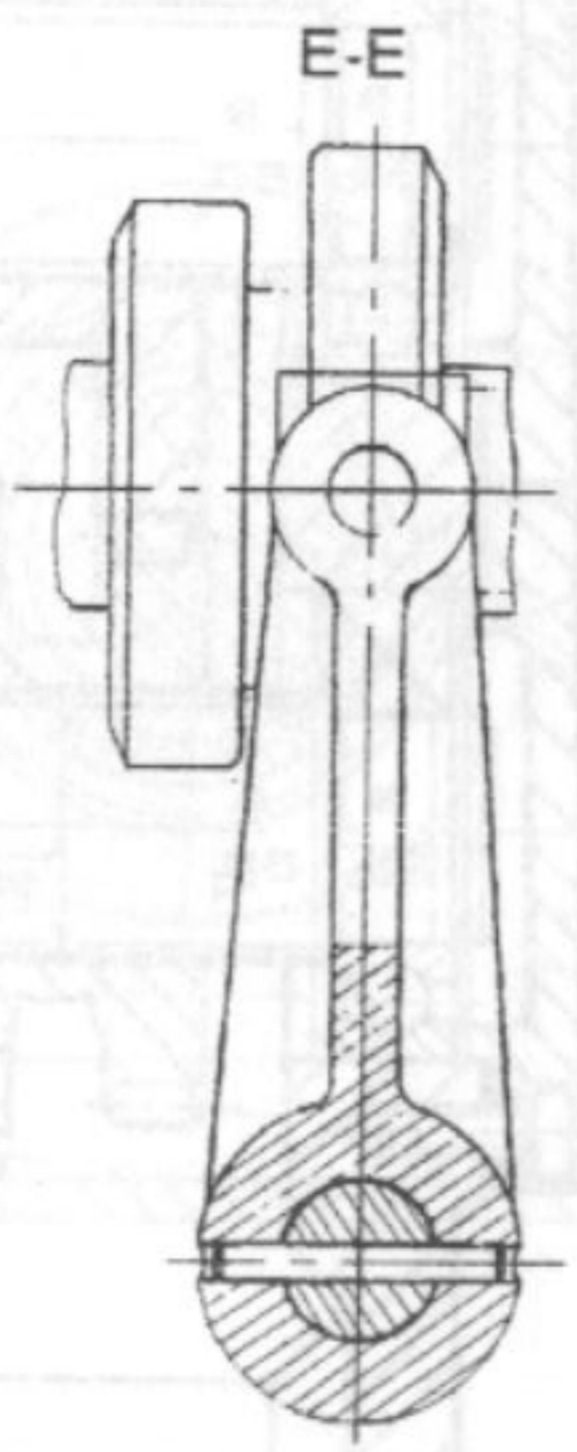
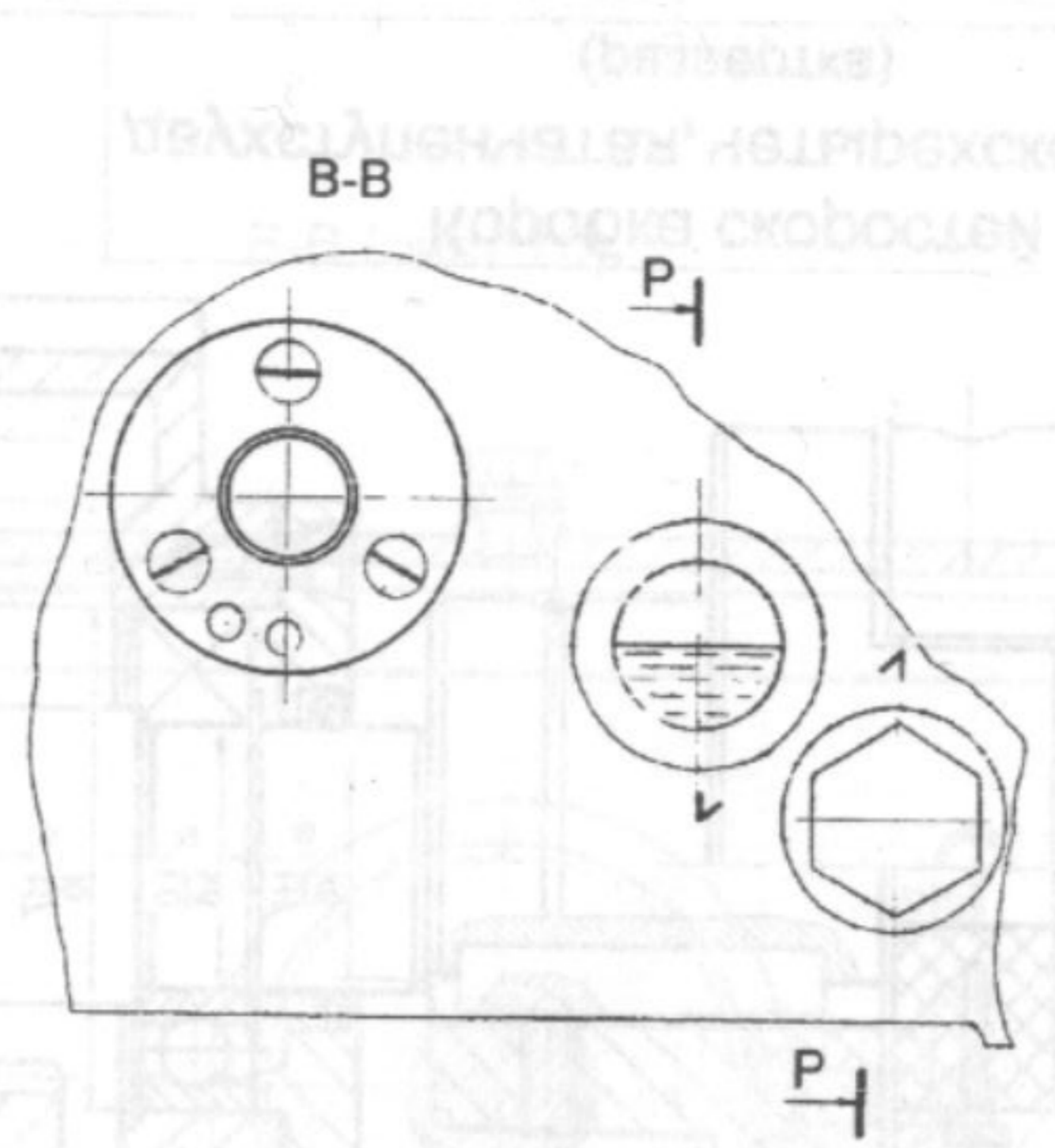
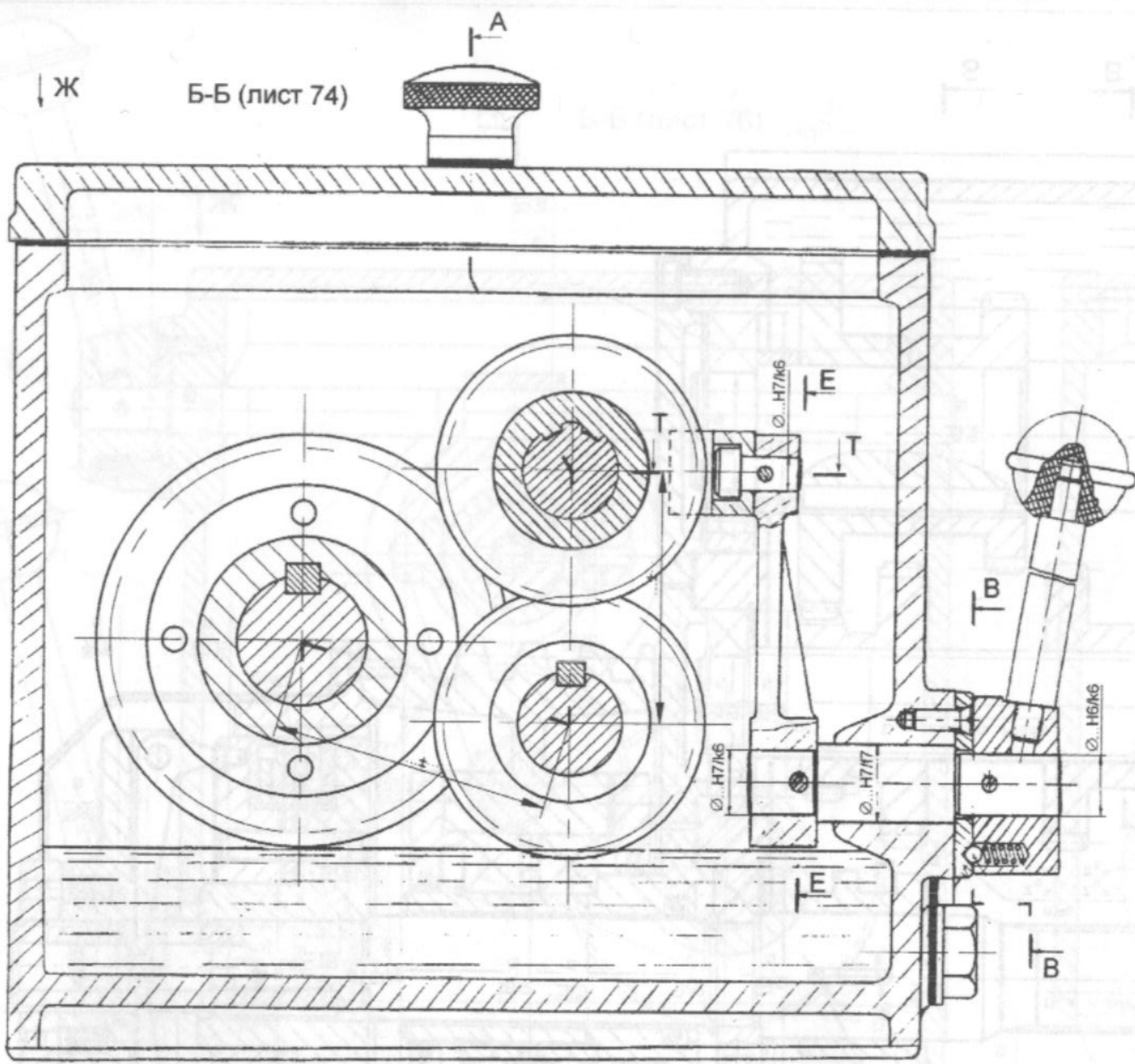
валу перемещается принудительно от электродвигателя управления через червячную передачу, винтовую пару и систему рычагов.

Для ограничения хода дисков шкивов устанавливаются концевые выключатели. Тахометрический генератор соединен с ведомым валом и служит для контроля его частоты вращения.





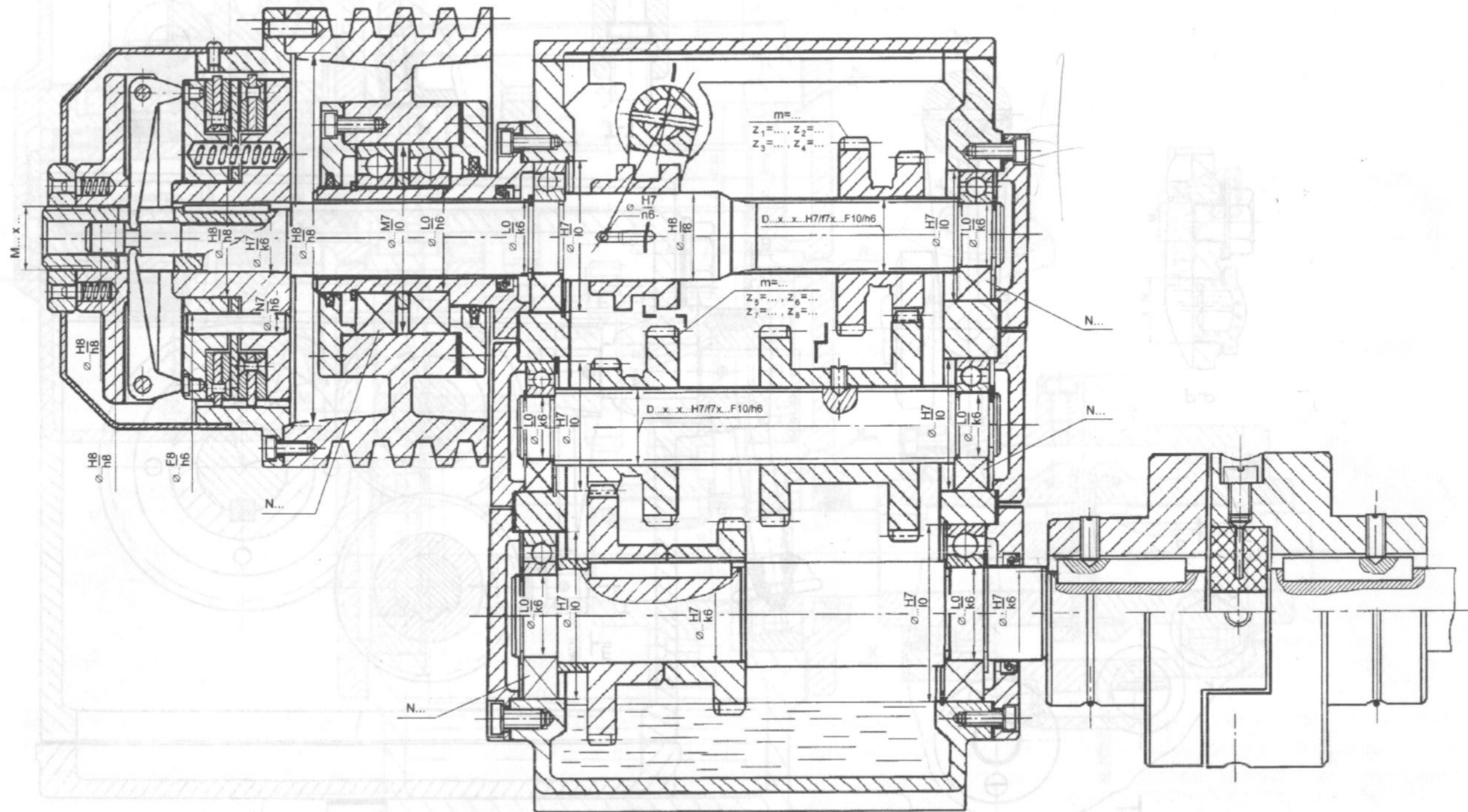
Коробка скоростей
двухступенчатая, двухскоростная
(развертка) Лист 74



Коробка скоростей
двухступенчатая, двухскоростная
(свертка)

А-А (лист 77)

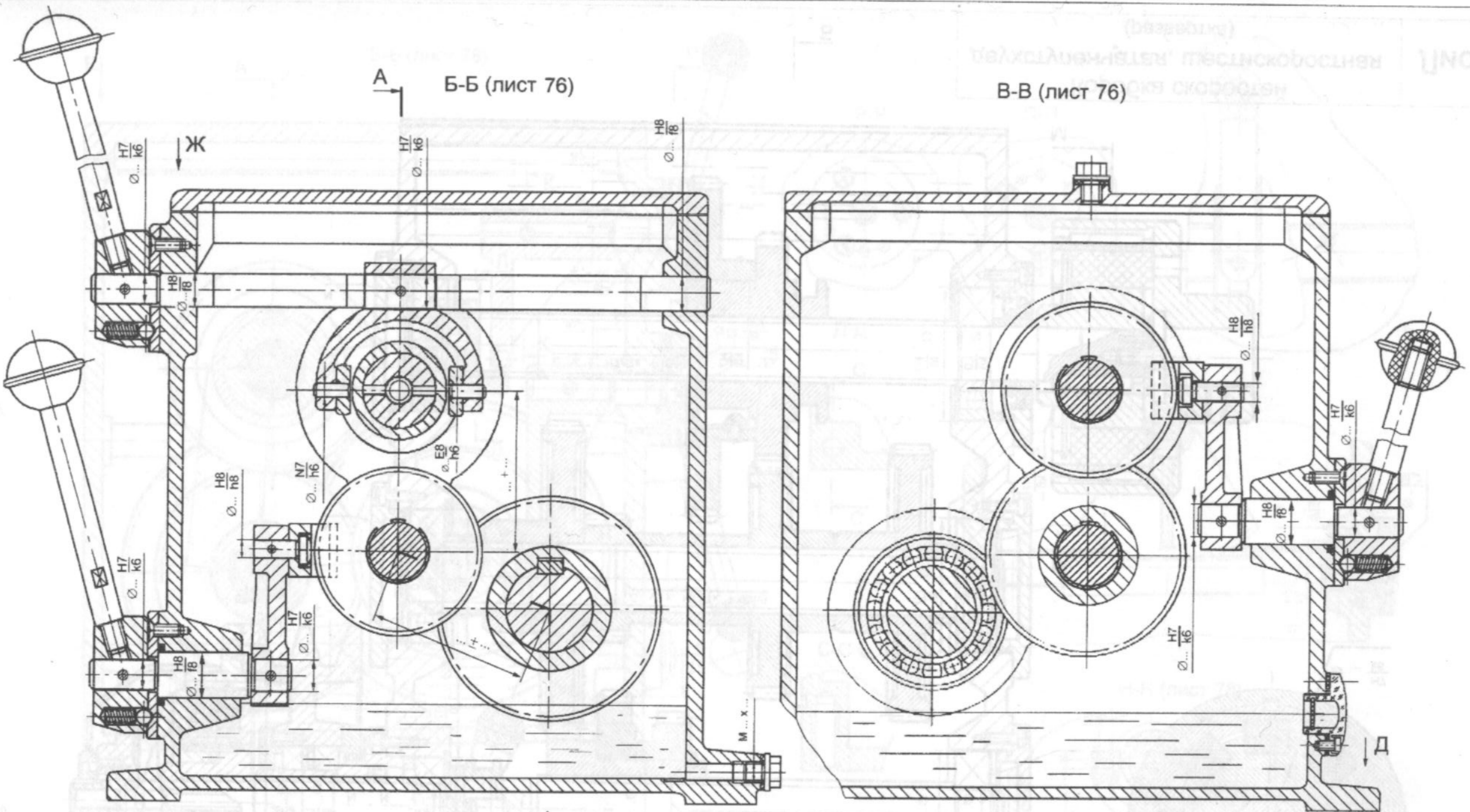
Б В



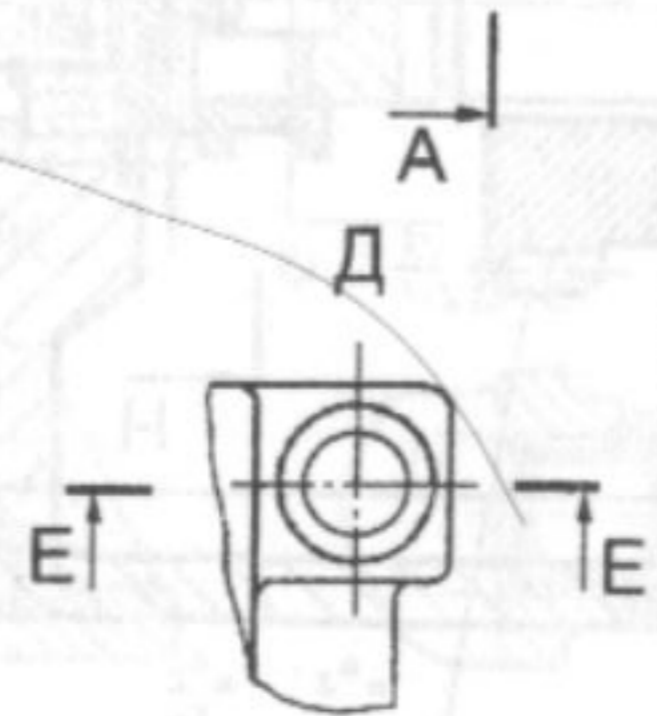
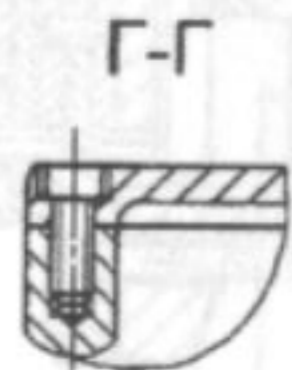
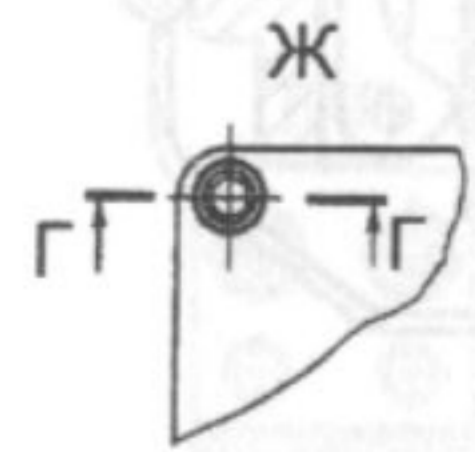
Б В

Коробка скоростей
двухступенчатая, четырехскоростная
(развертка)

Лист 76

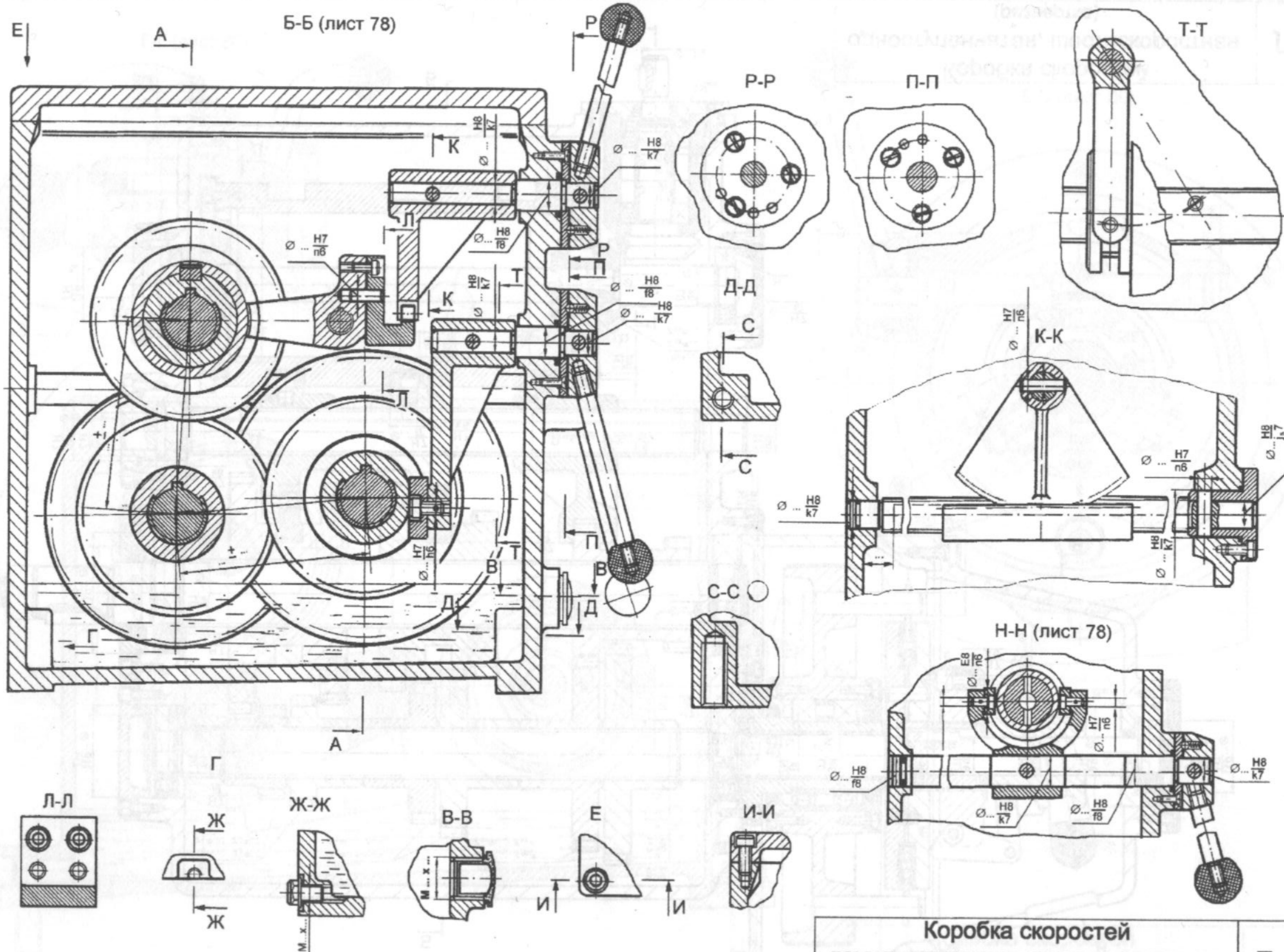


В-В (лист 76)



Коробка скоростей
двухступенчатая, четырехскоростная
(свертка)

Лист 77



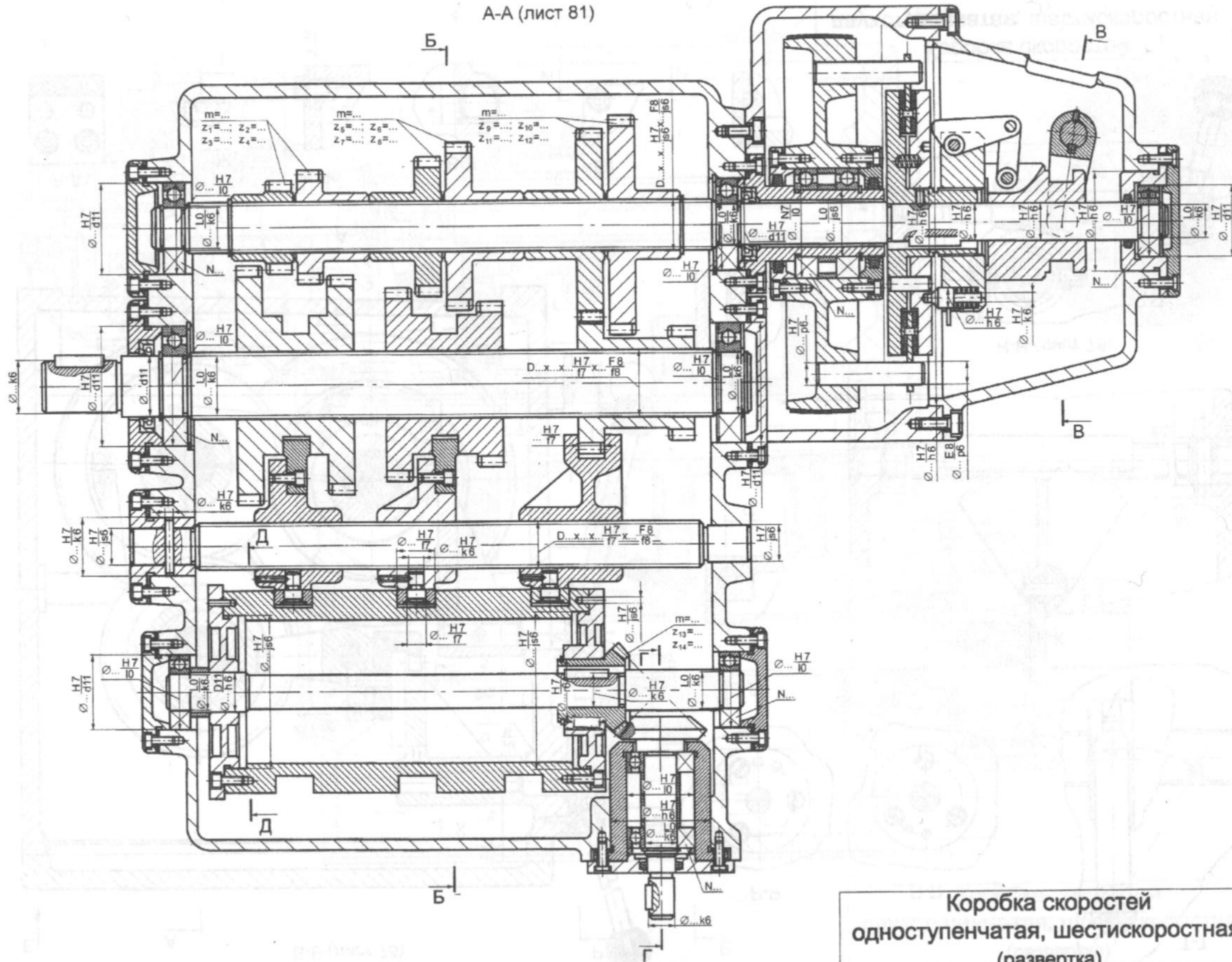
Б-Б (лист 78)

Н-Н (лист 78)

Коробка скоростей
двухступенчатая, шестискоростная
(свертка)

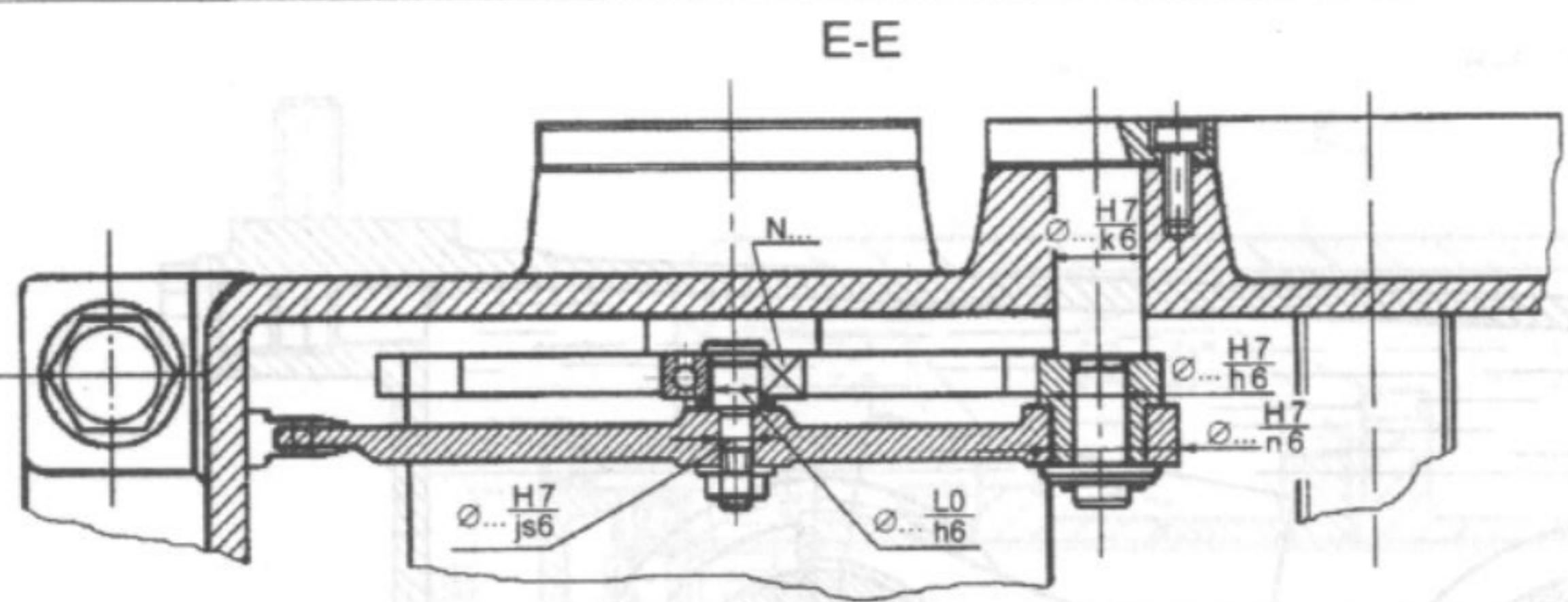
Лист 79

A-A (лист 81)



Коробка скоростей
одноступенчатая, шестискоростная
(развертка)

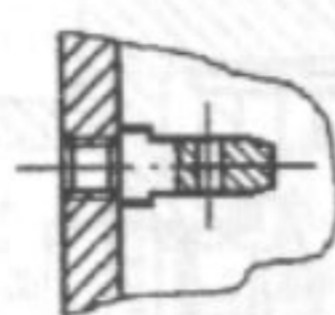
Лист 80



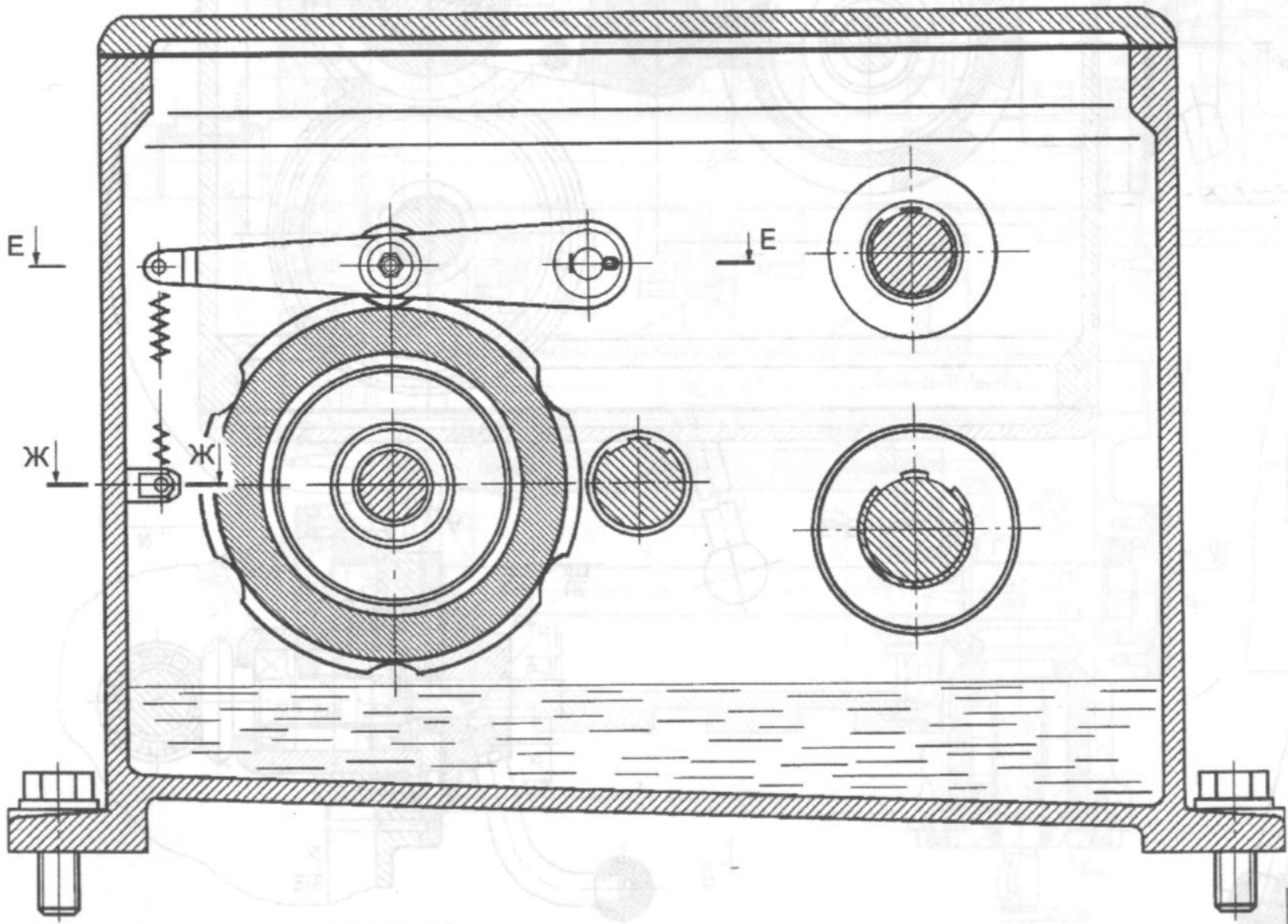
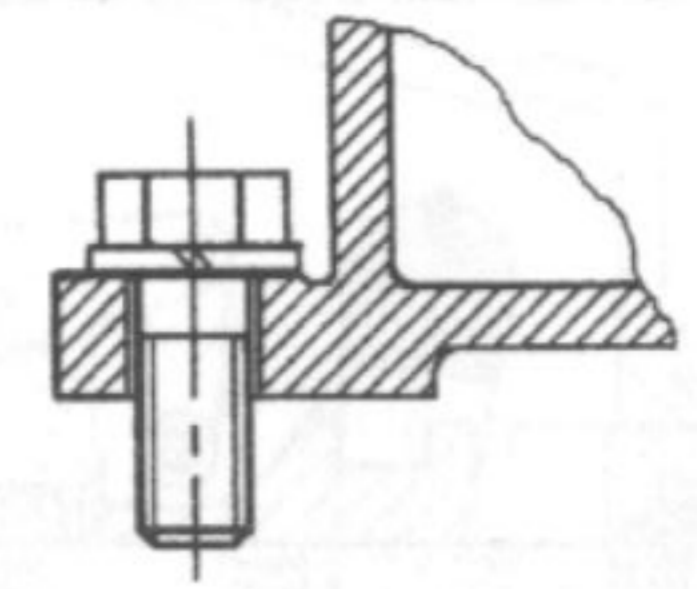
И

Д-Д (лист 80)

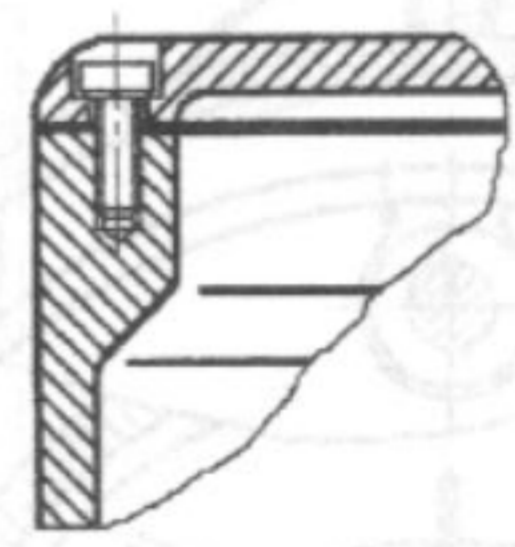
Ж-Ж



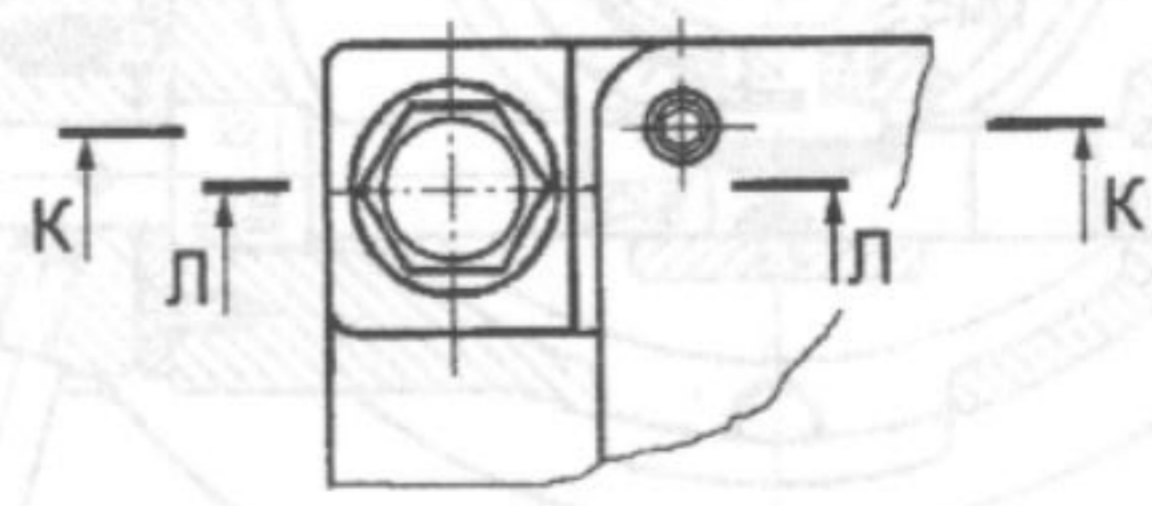
К-К



Л-Л



И

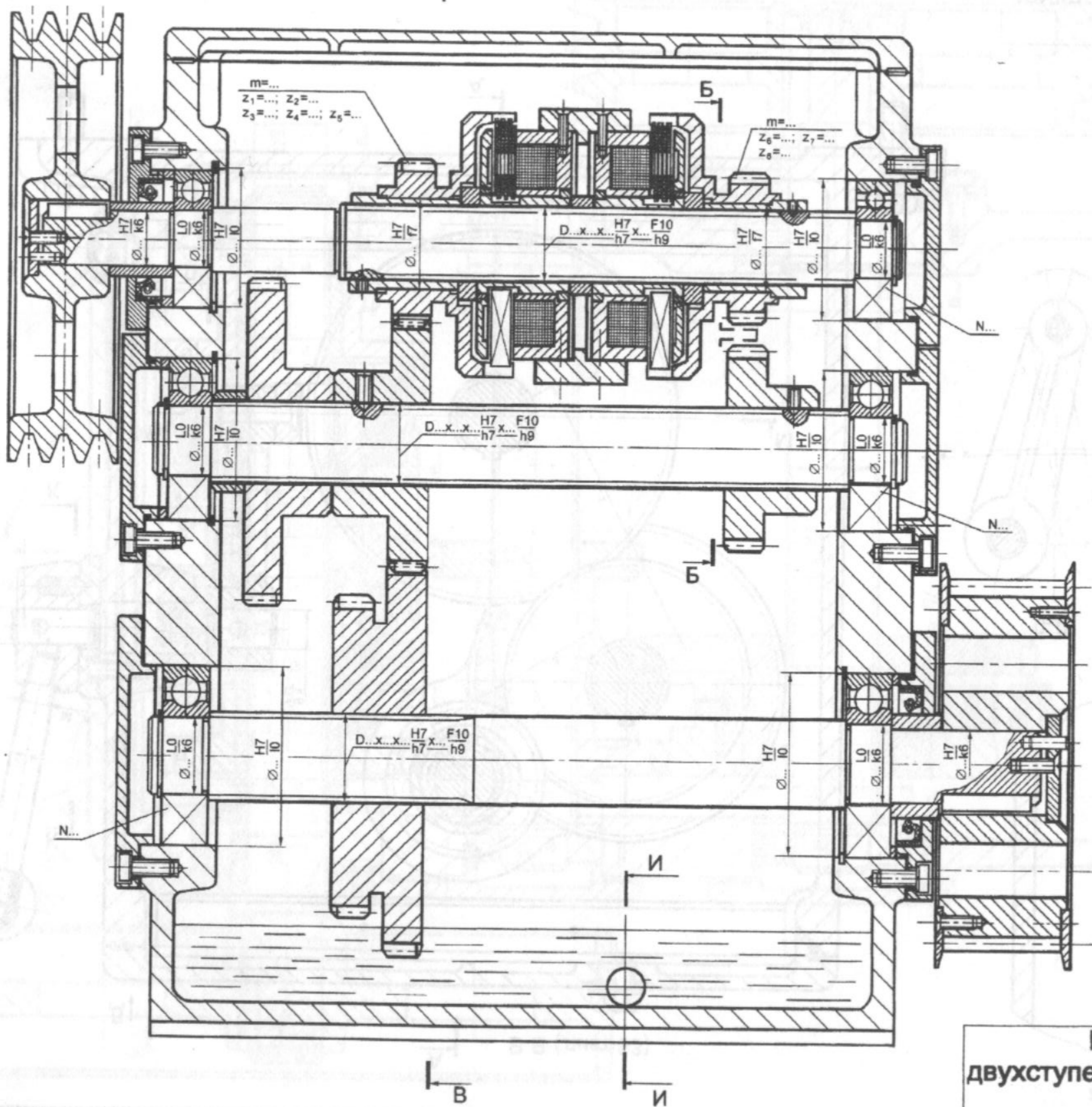


Коробка скоростей
одноступенчатая, шестискоростная
(свертка)

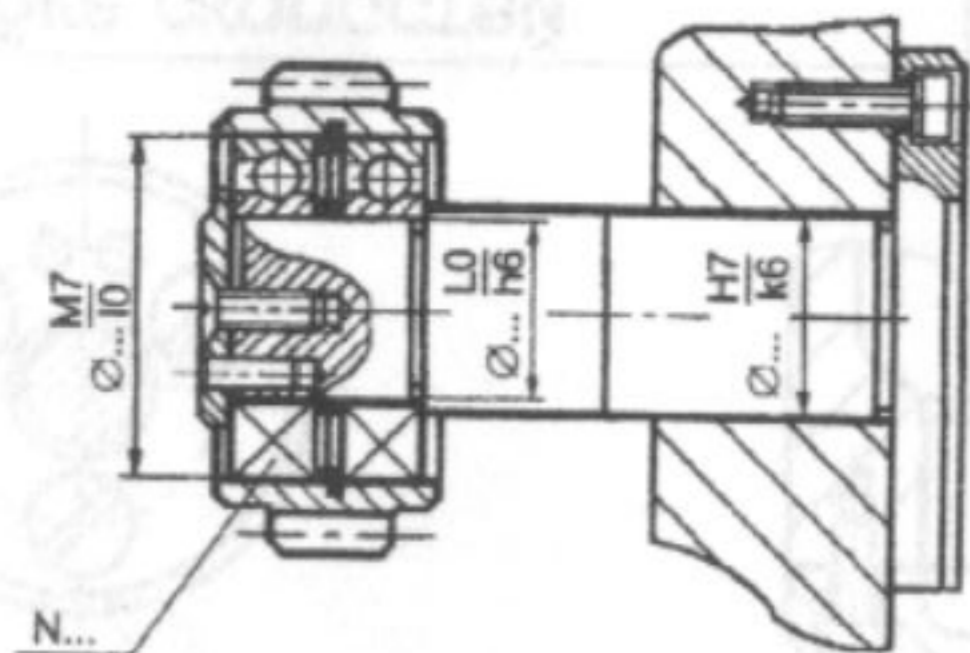
Лист 82

A-A (лист 84)

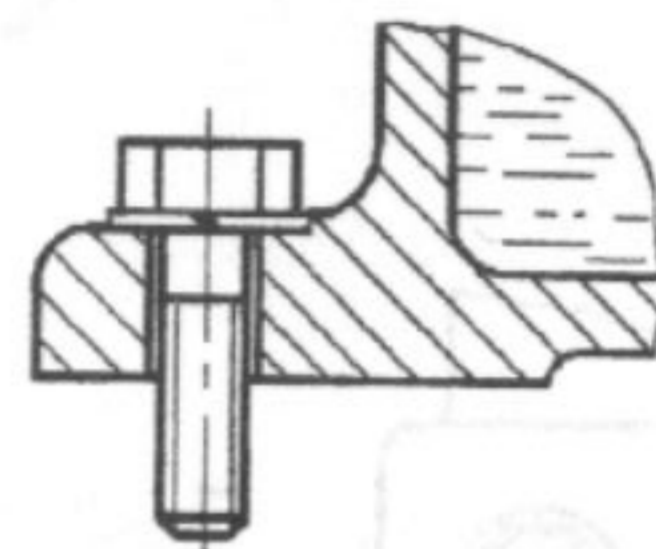
B



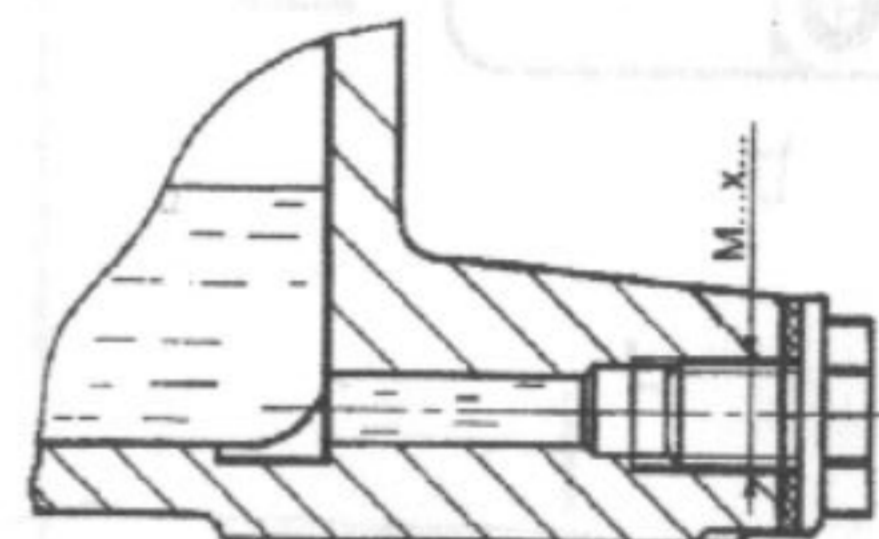
Г-Г (лист 84)



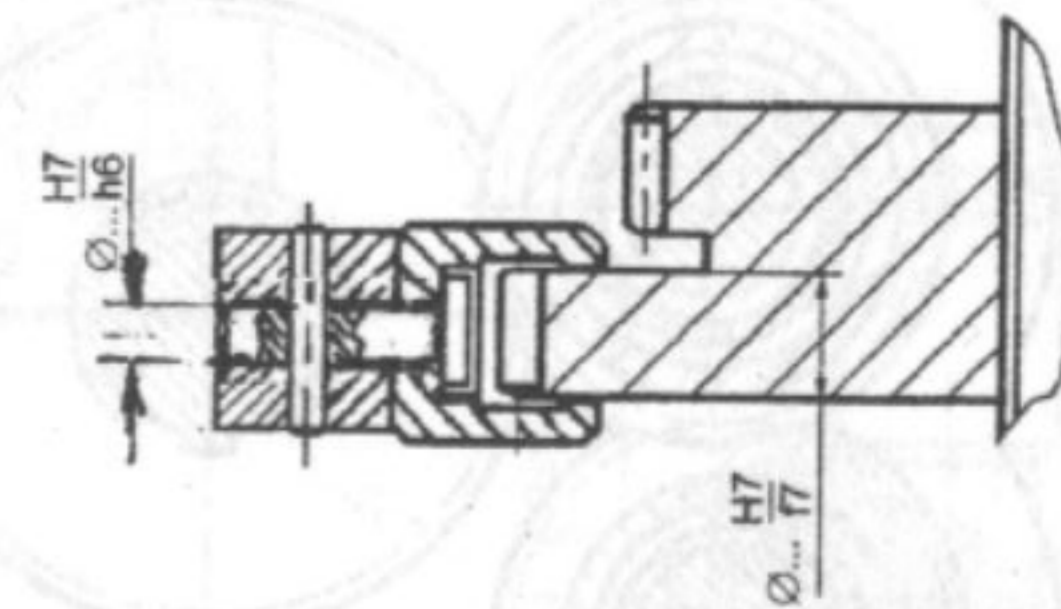
Е-Е (лист 84)



И-И

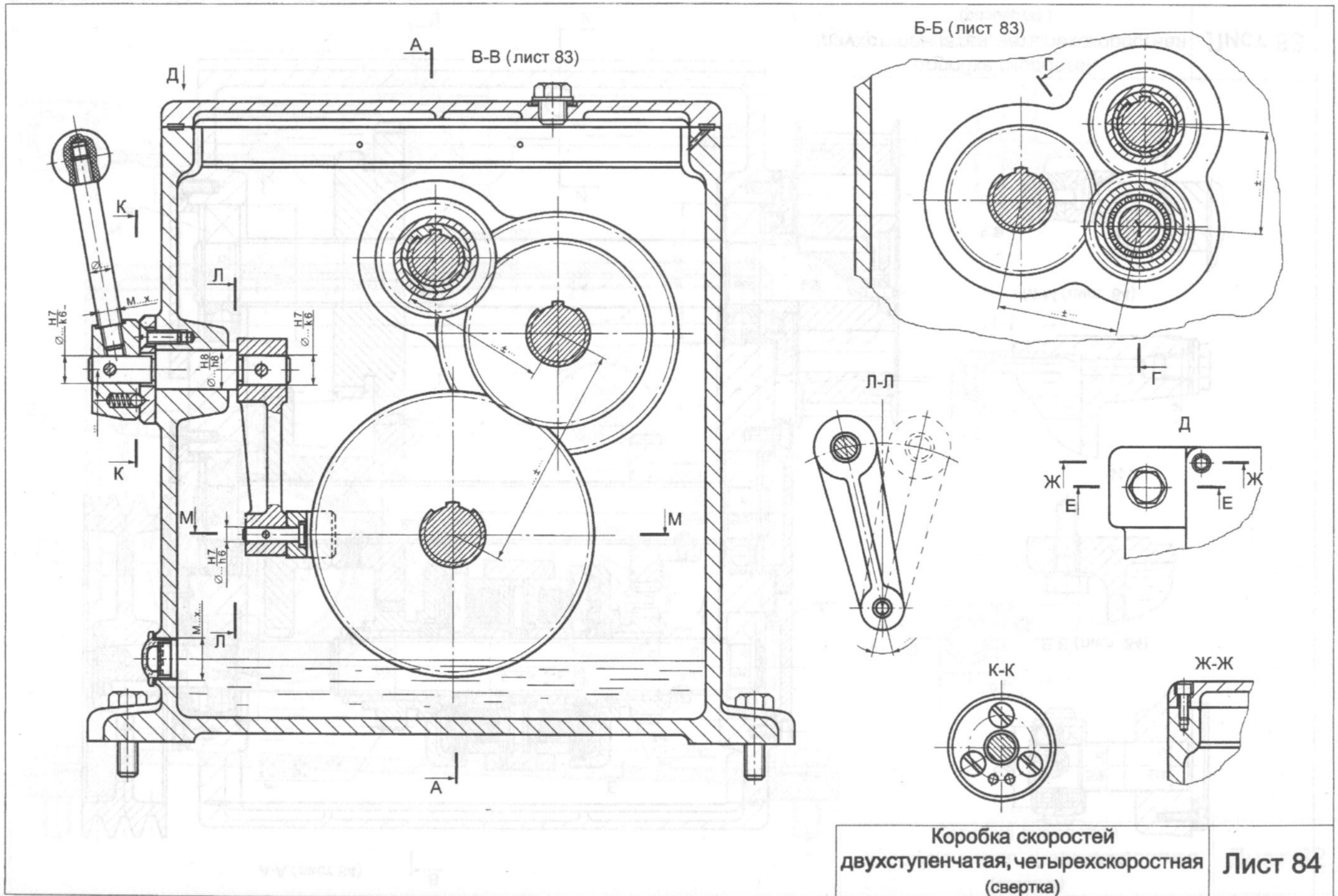


М-М (лист 84)



Коробка скоростей
двухступенчатая, четырехскоростная
(развертка)

Лист 83



Коробка скоростей
 двухступенчатая, четырехскоростная
 (свертка)

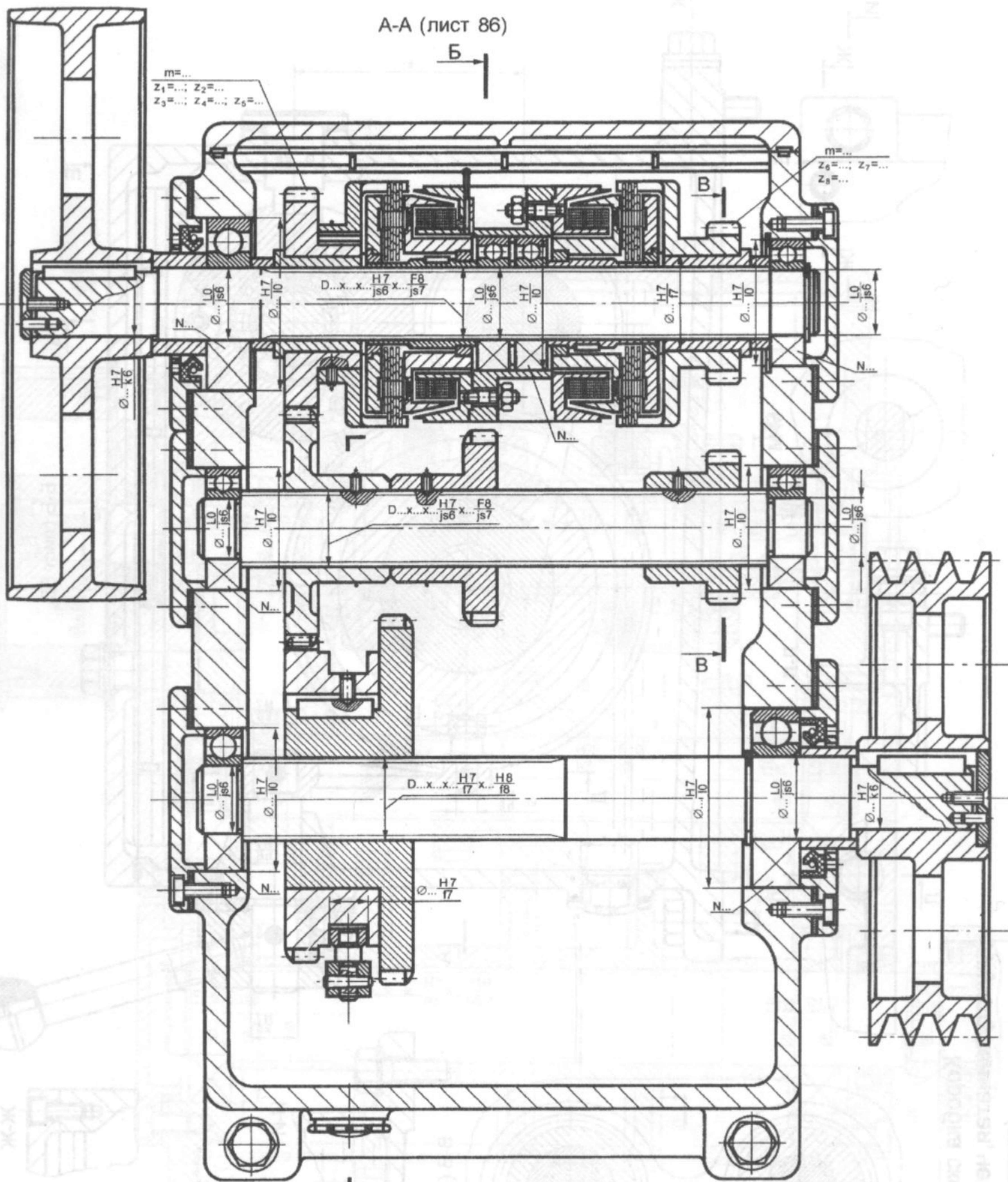
Лист 84

А-А (лист 86)

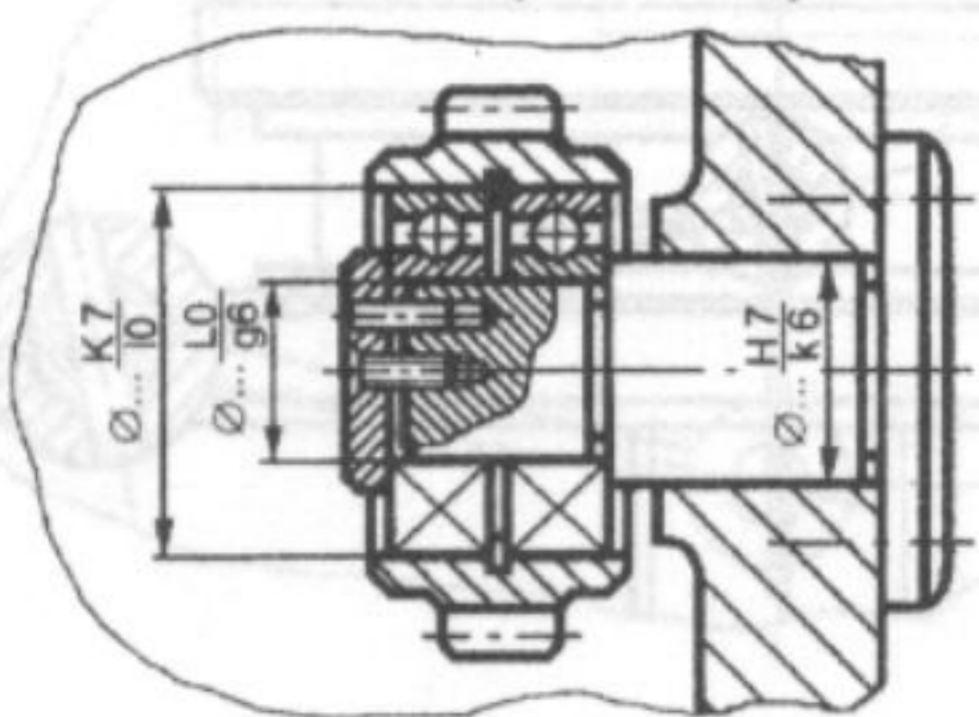
Б

$m=...$
 $Z_1=...; Z_2=...$
 $Z_3=...; Z_4=...; Z_5=...$

$m=...$
 $Z_6=...; Z_7=...$
 $Z_8=...$

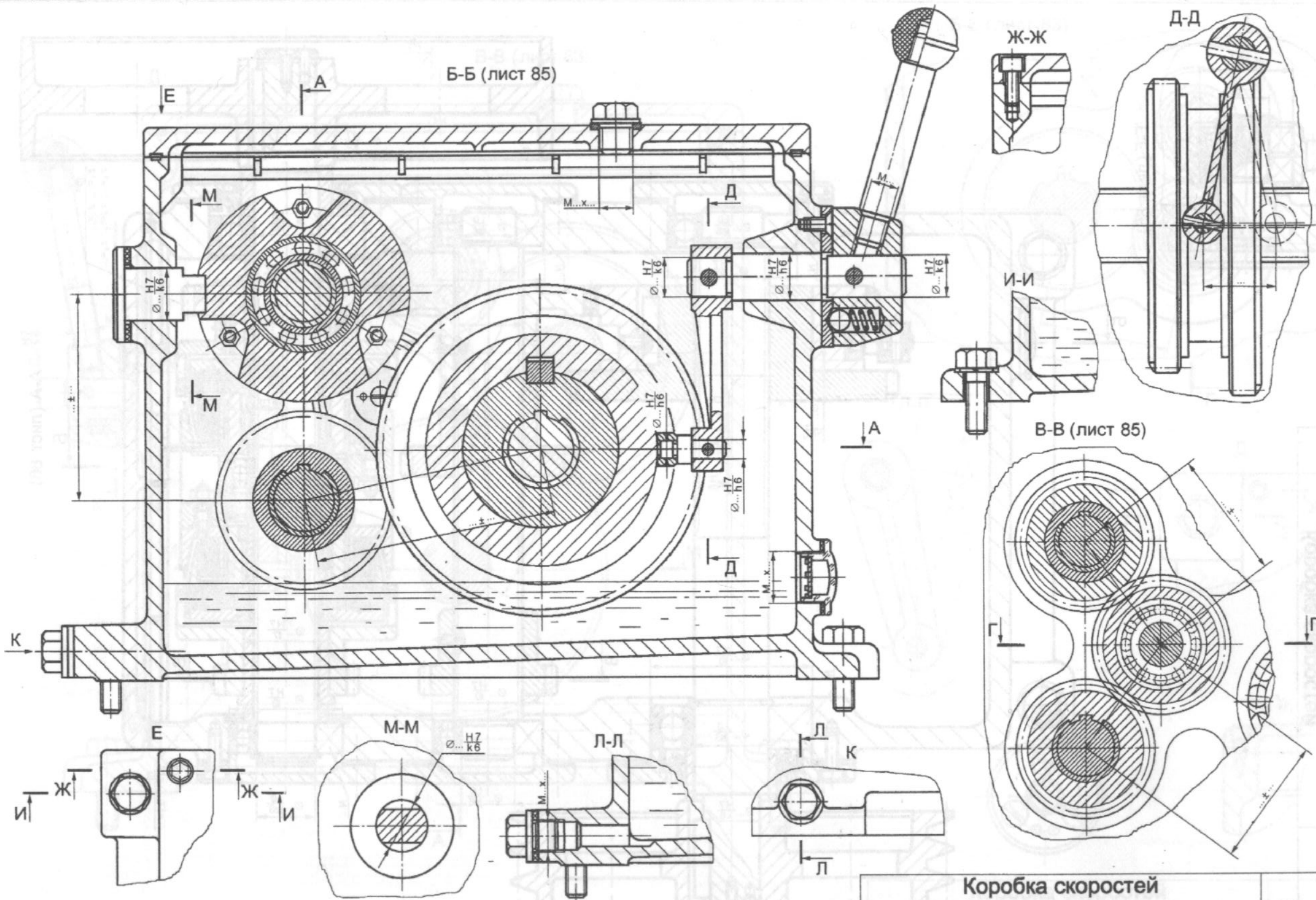


Г-Г (лист 86)



Коробка скоростей
двухступенчатая, четырехскоростная
(развертка)

Лист 85



Б-Б (лист 85)

Ж-Ж

Д-Д

И-И

В-В (лист 85)

Г-Г

Г-Г

Е

М-М

Л-Л

Л

К

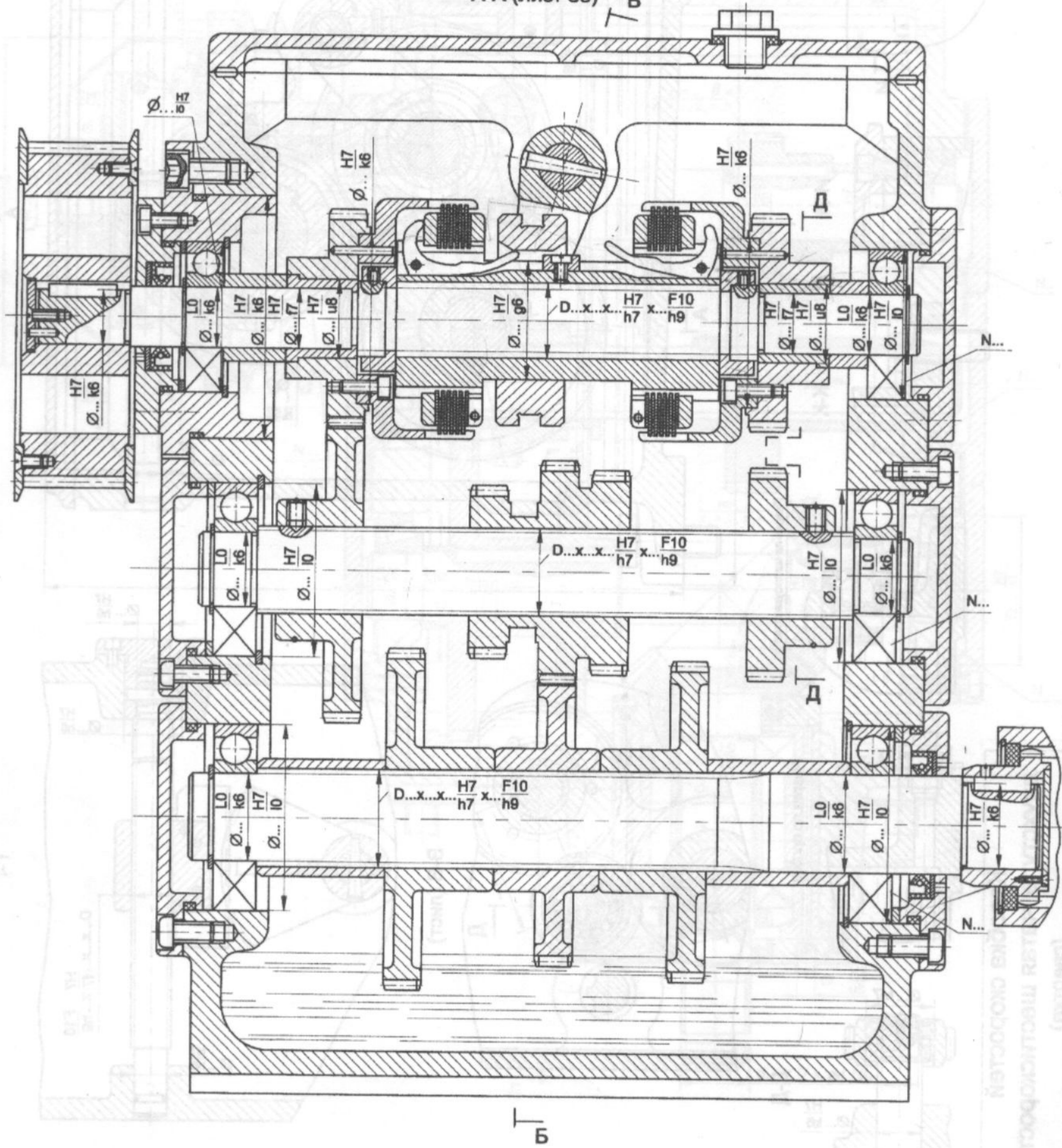
Л

Коробка скоростей
двухступенчатая, четырехскоростная
(свертка)

Лист 86

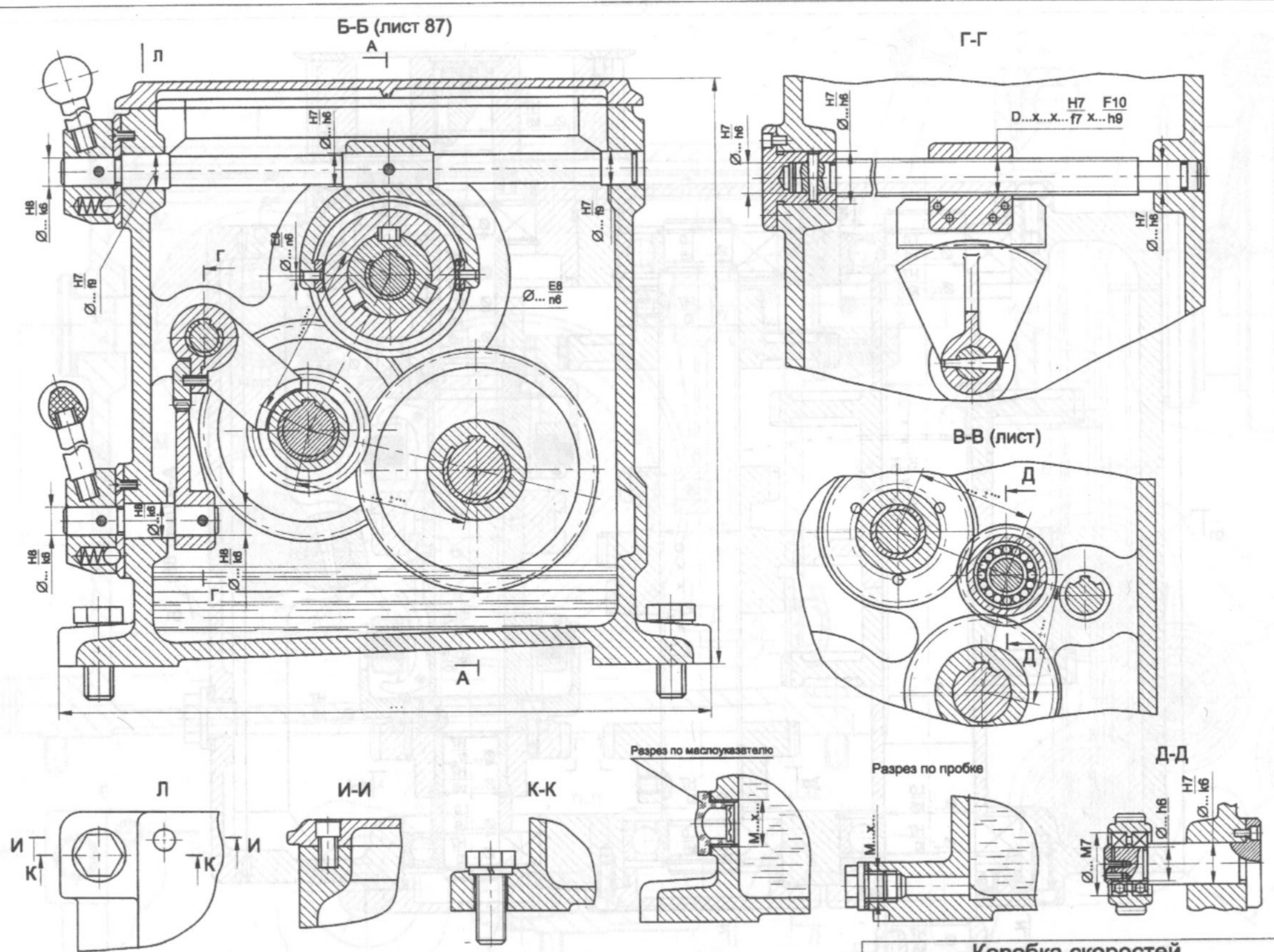
2-17
1-4

А-А (лист 88) Б



133

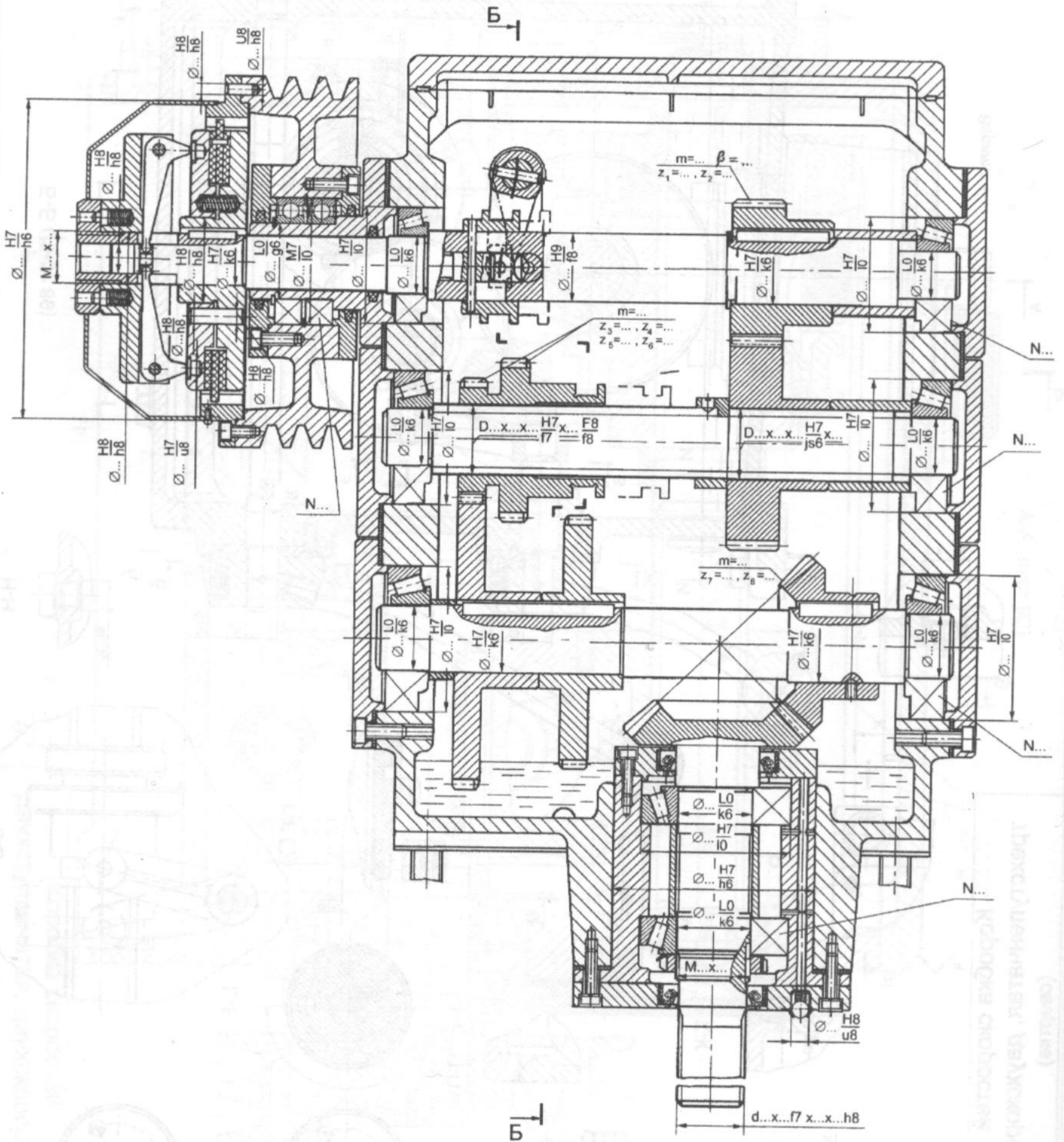
Коробка скоростей двухступенчатая шестискоростная (развертка)	Лист 87
---	---------



Коробка скоростей
двухступенчатая шестискоростная
(свертка)

Методика сборки
коробки скоростей
двухступенчатой шестискоростной
(свертка)

A-A (лист 90)



135

Коробка скоростей
трехступенчатая двухскоростная
(развертка)

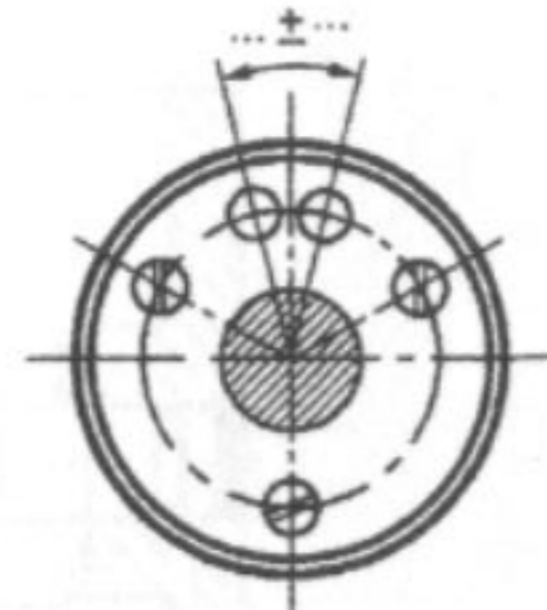
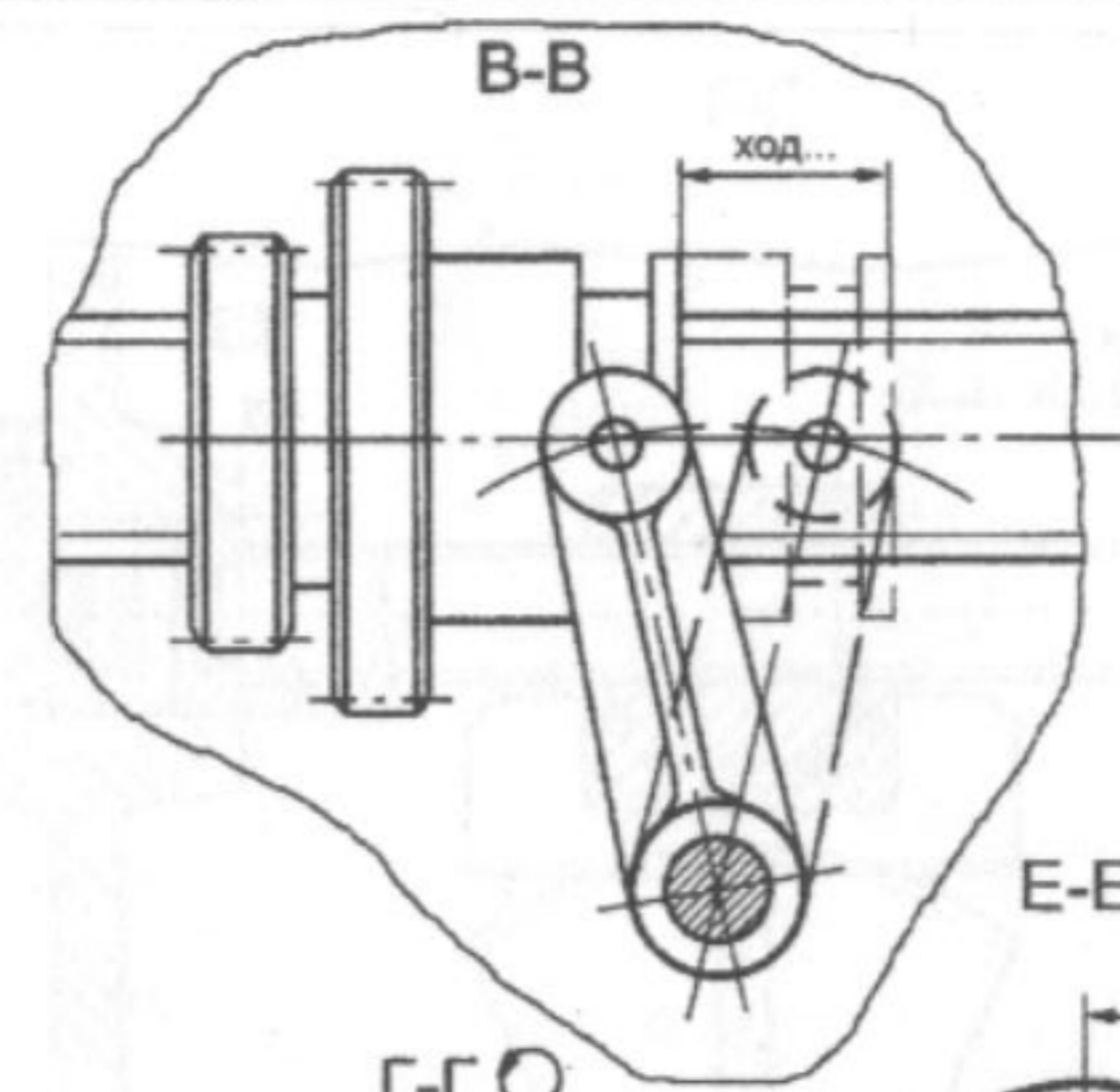
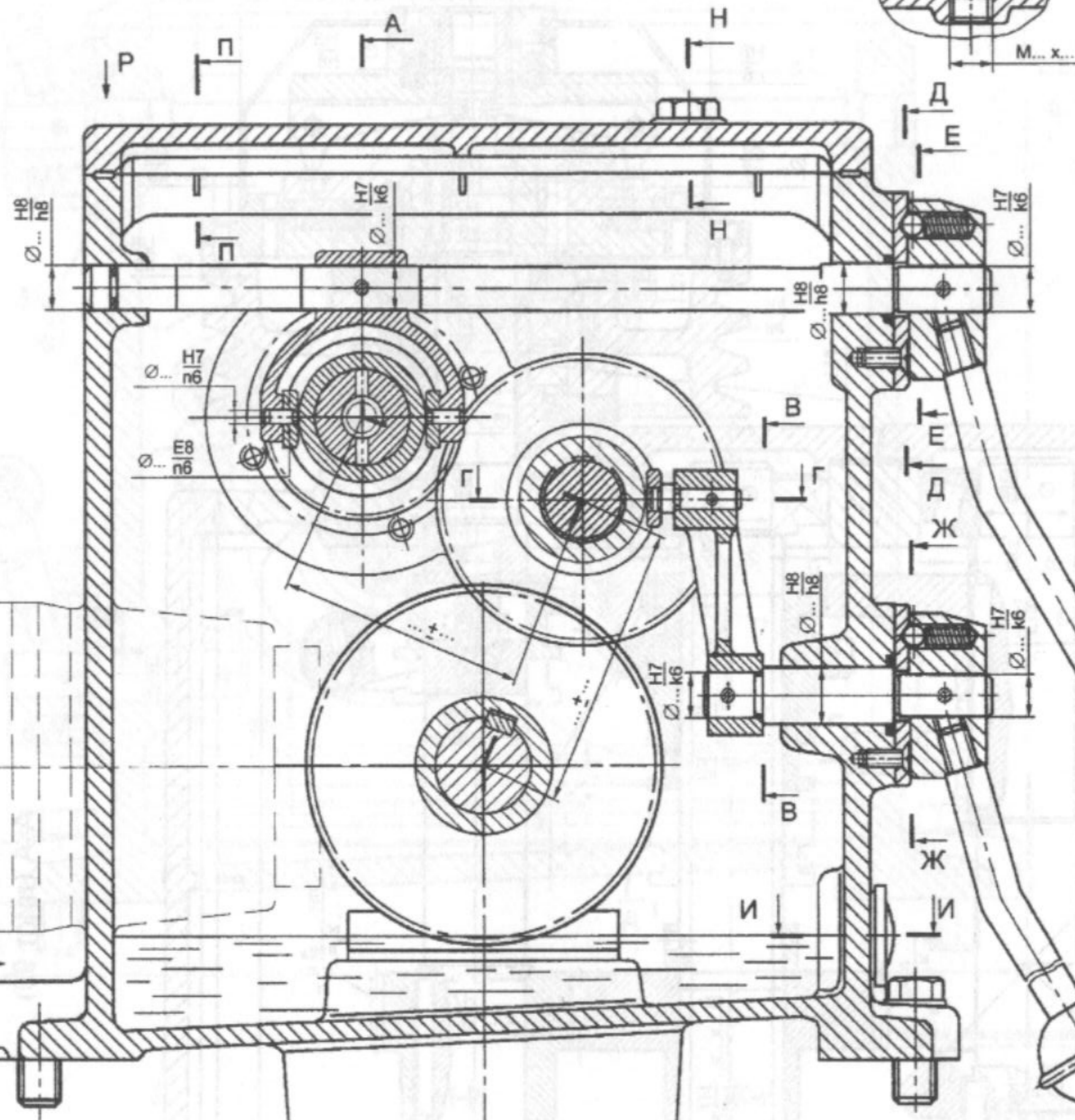
Лист 89

Б-Б (лист 89)

Н-Н

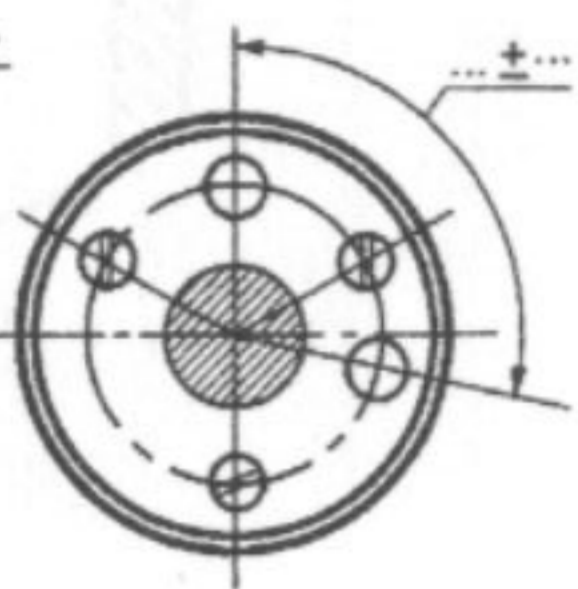
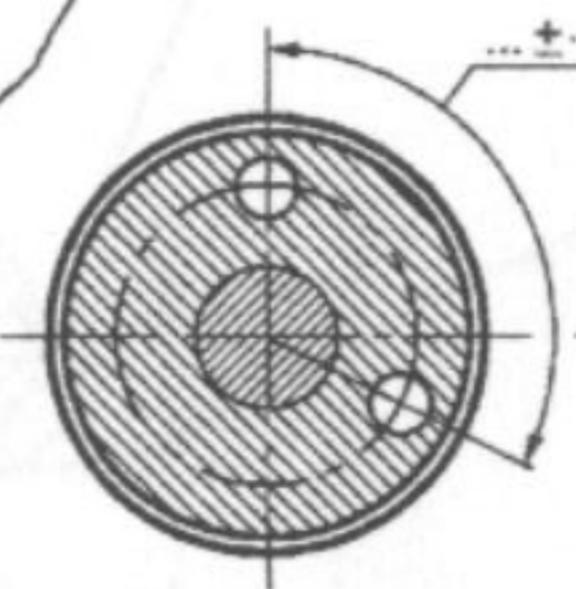
В-В

Ж-Ж

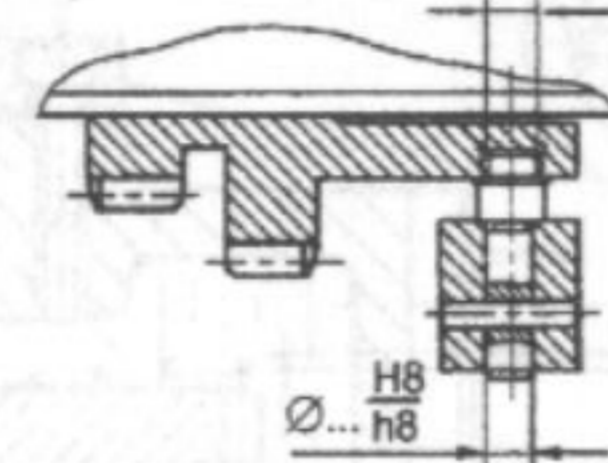


Д-Д

Е-Е



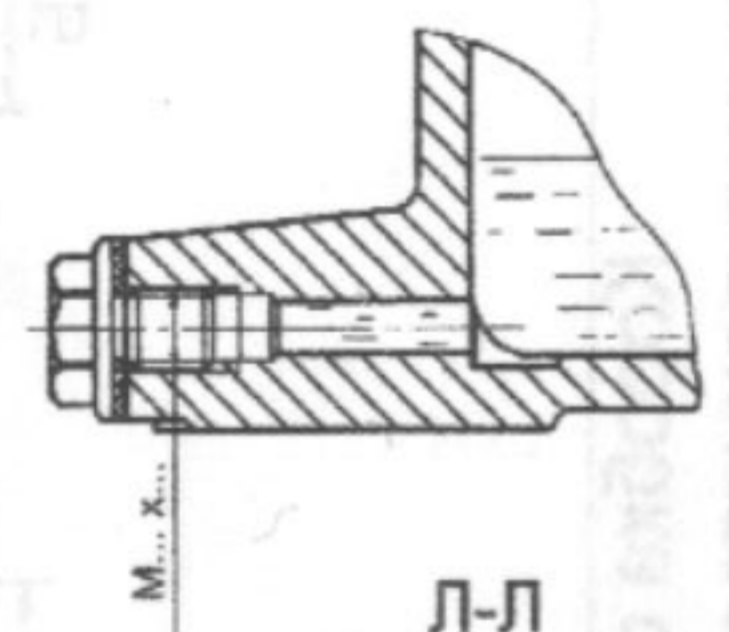
Г-Г



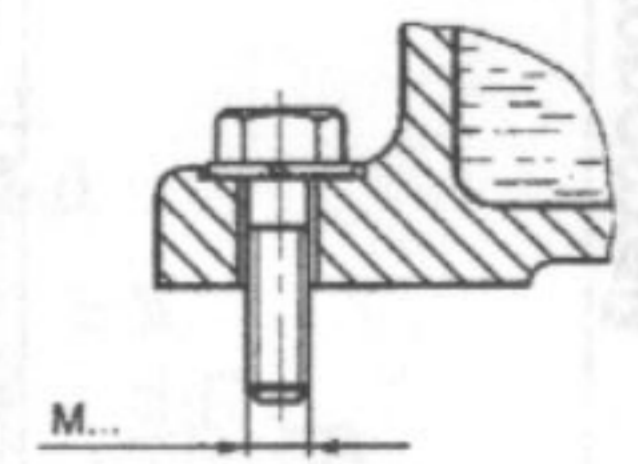
П-П



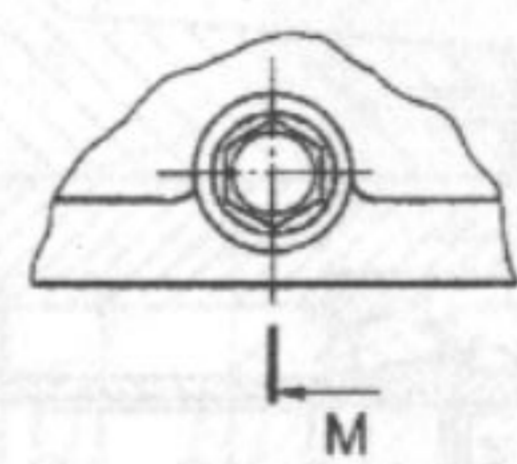
М-М



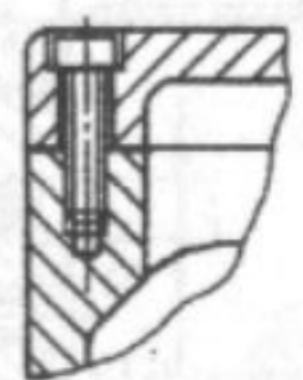
Л-Л



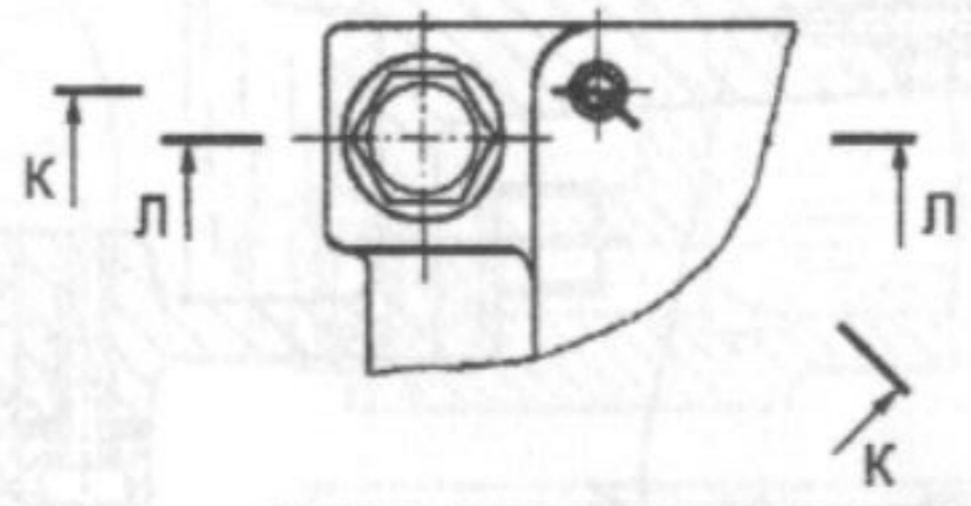
Т



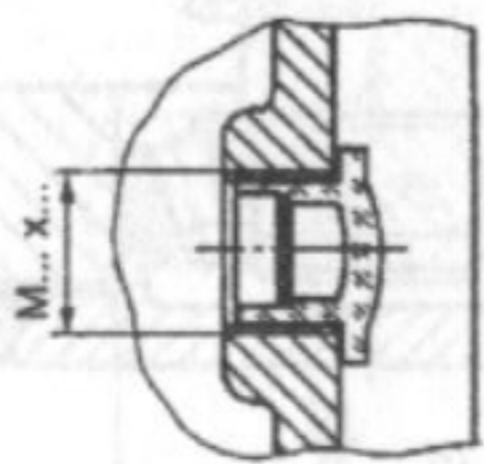
К-К



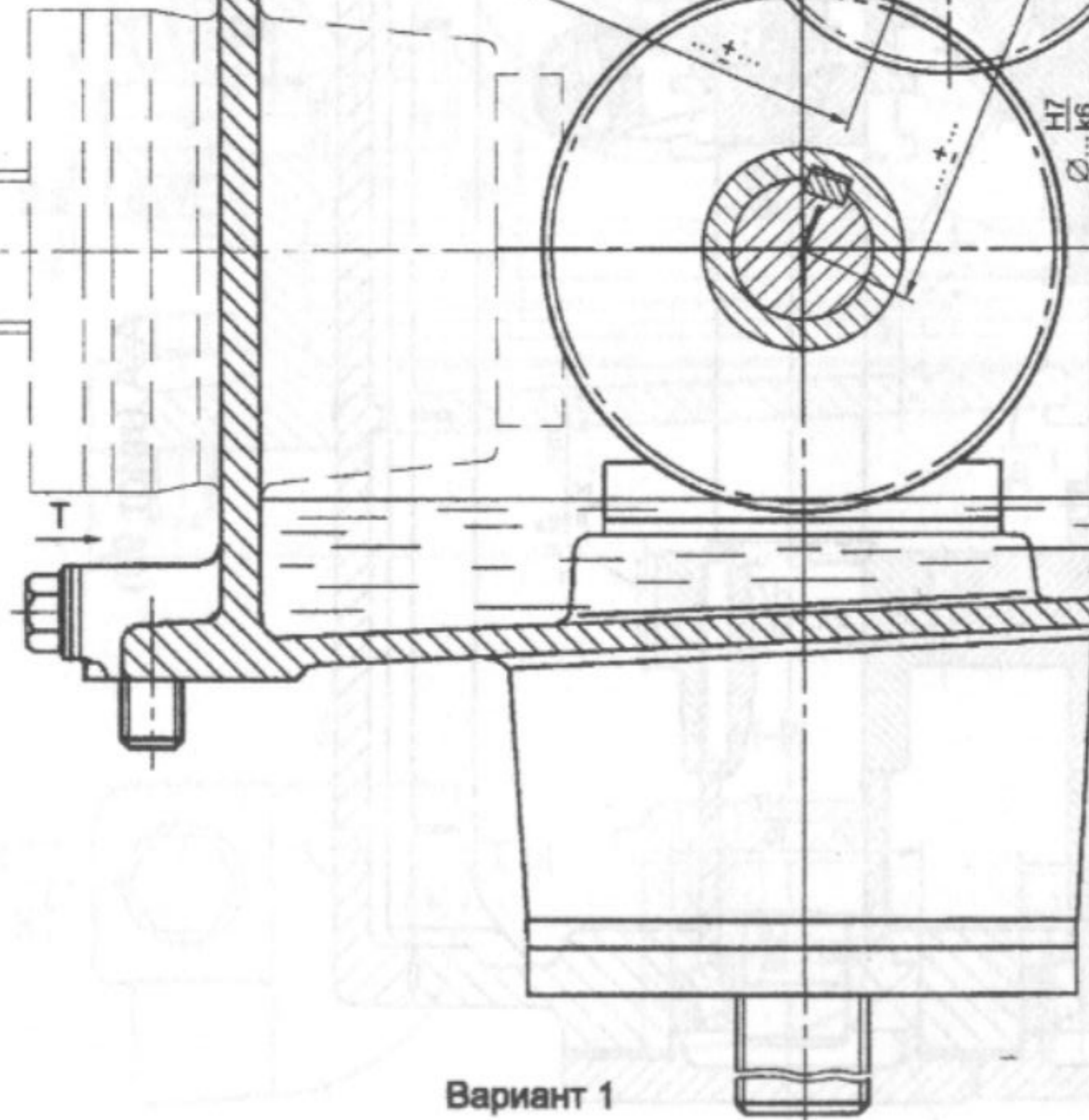
Р



И-И



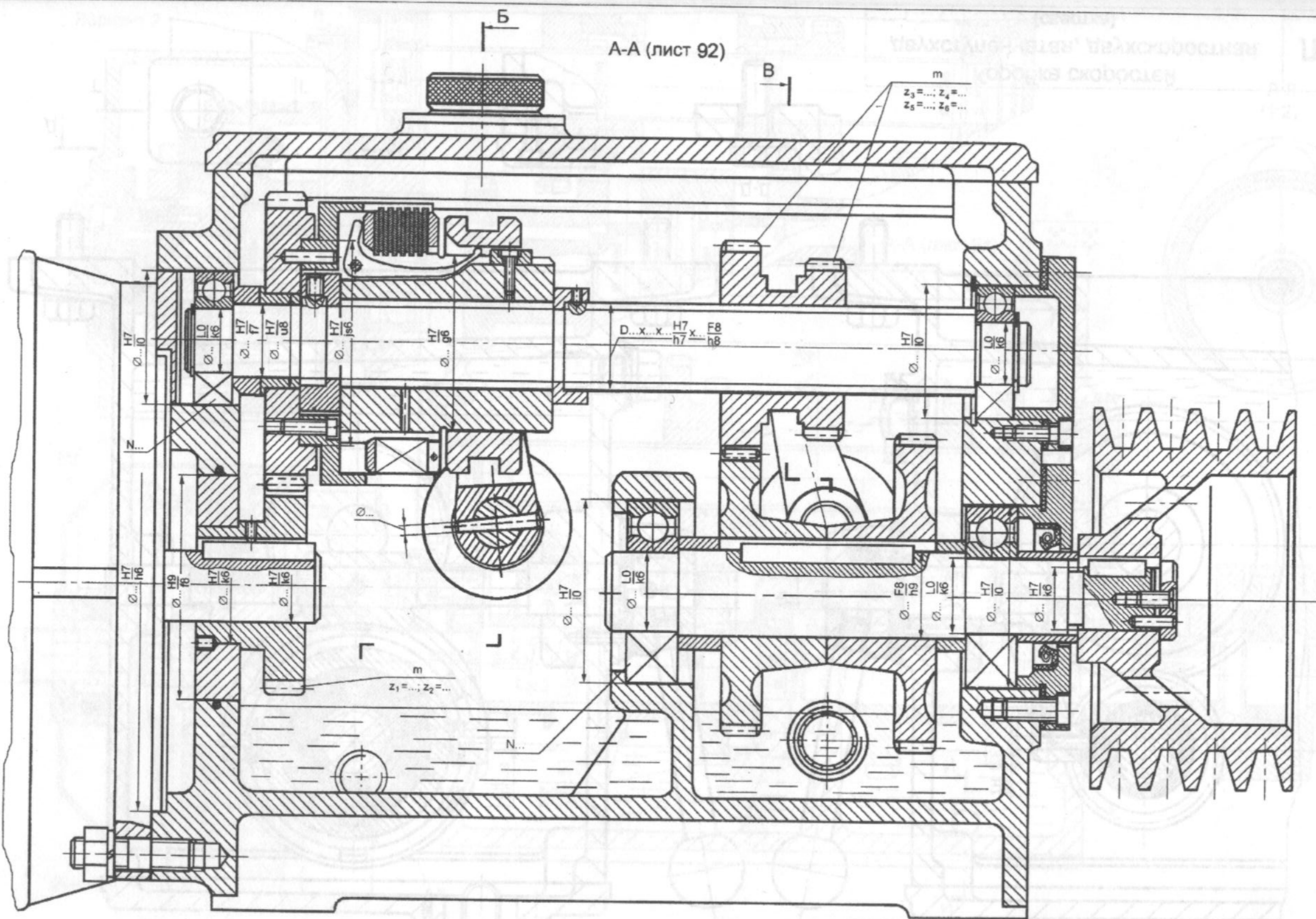
Вариант 1



Коробка скоростей
трехступенчатая, двухскоростная
(свертка)

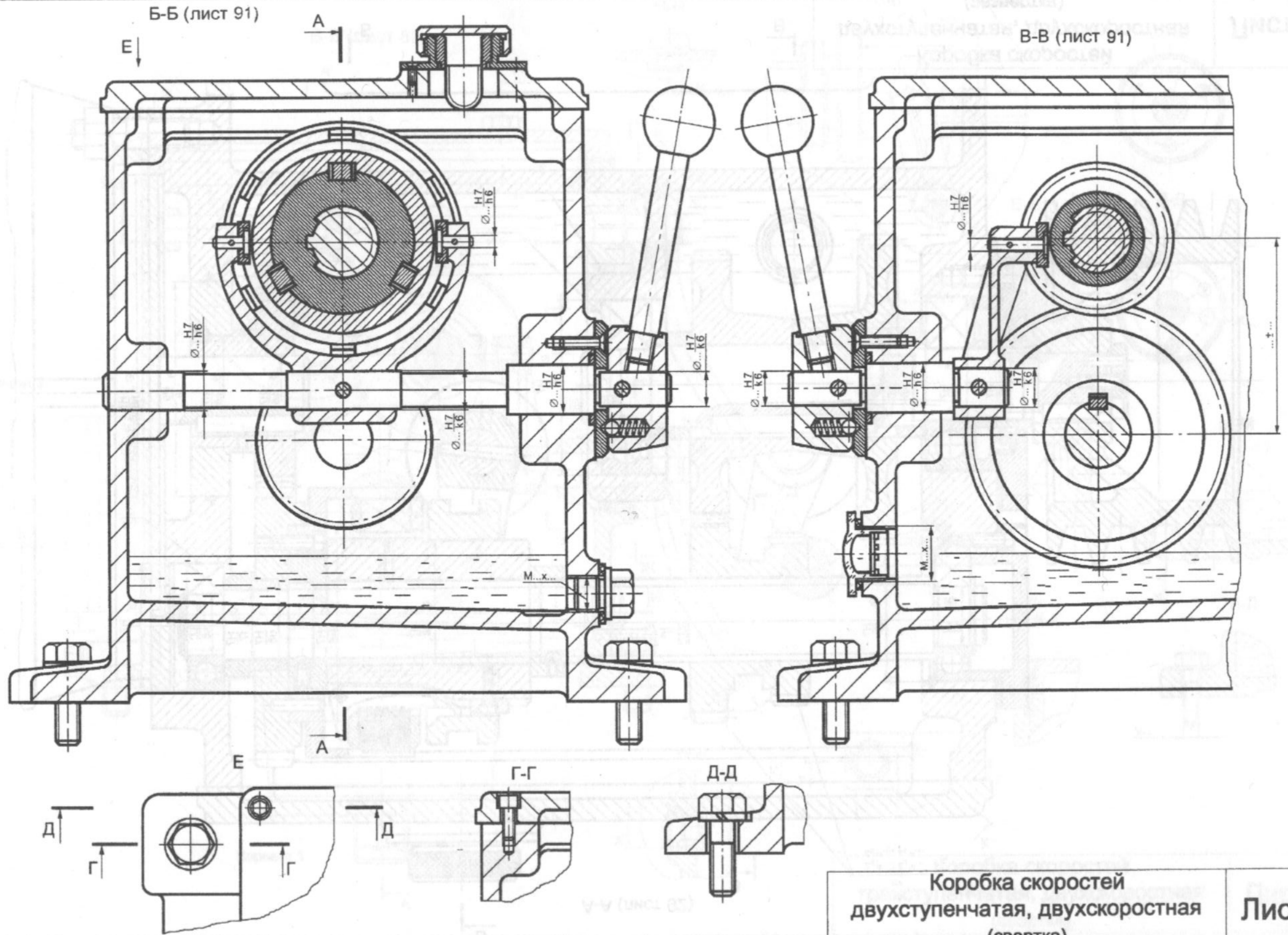
Лист 90

А-А (лист 92)



Коробка скоростей
двухступенчатая, двухскоростная
(развертка)

Лист 91



Коробка скоростей
двухступенчатая, двухскоростная
(свертка)

Вариант 2

Л-Л
(1:2)

А-А (лист 94)

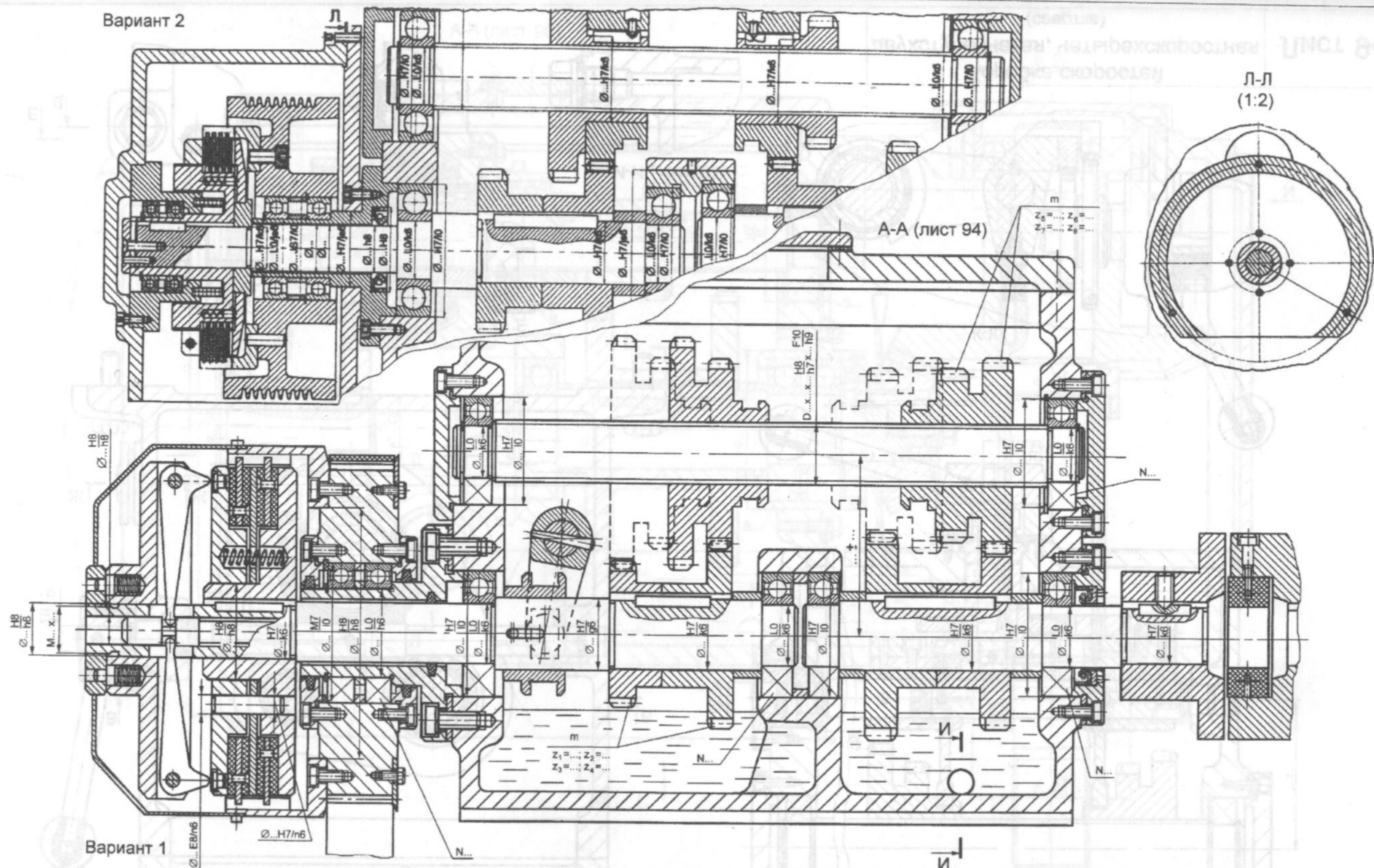
$z_6 = \dots; z_8 = \dots$
 $z_7 = \dots; z_9 = \dots$

F_{10}
 H_8
 $D \dots x \dots h_7 x \dots h_9$

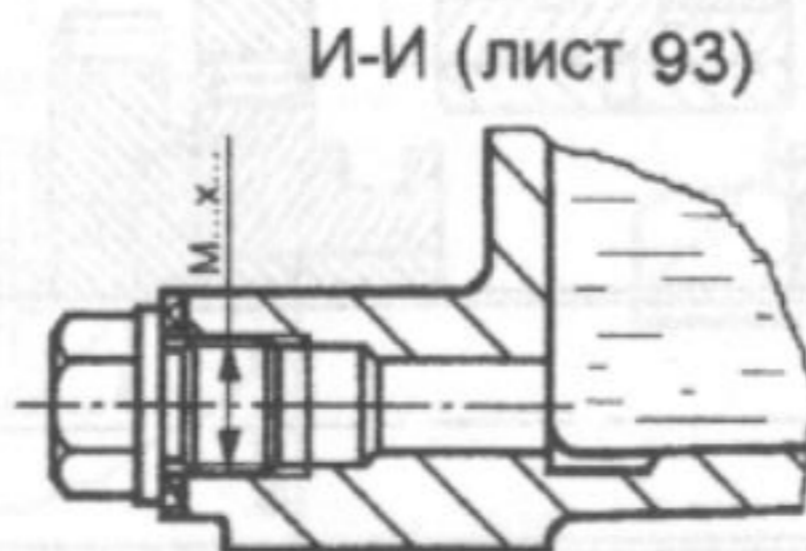
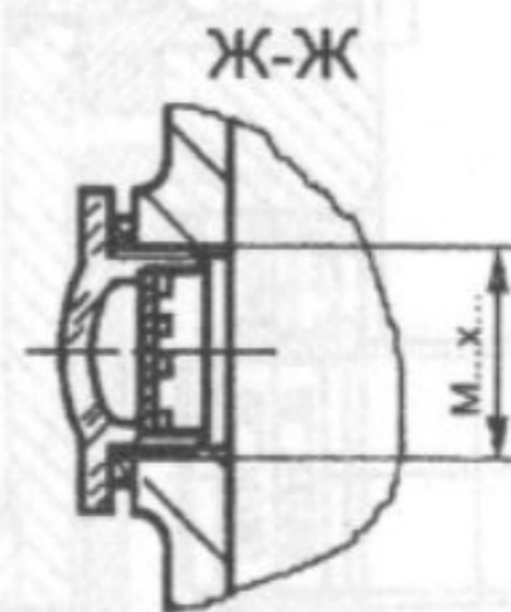
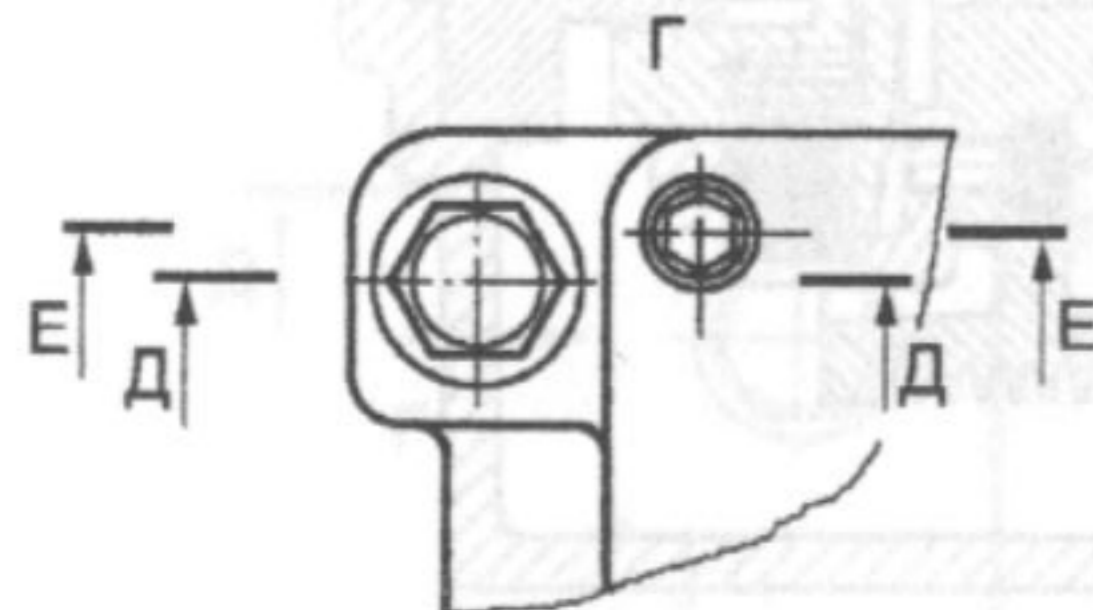
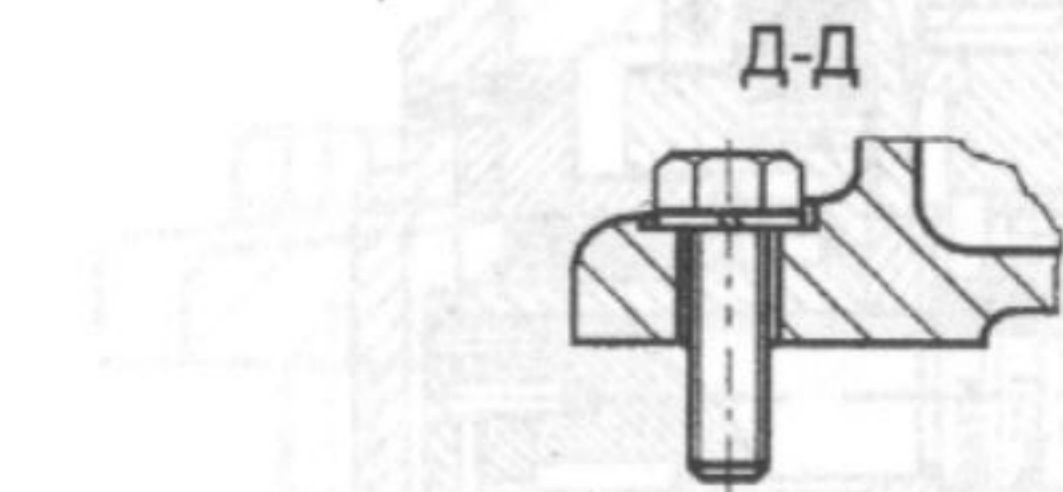
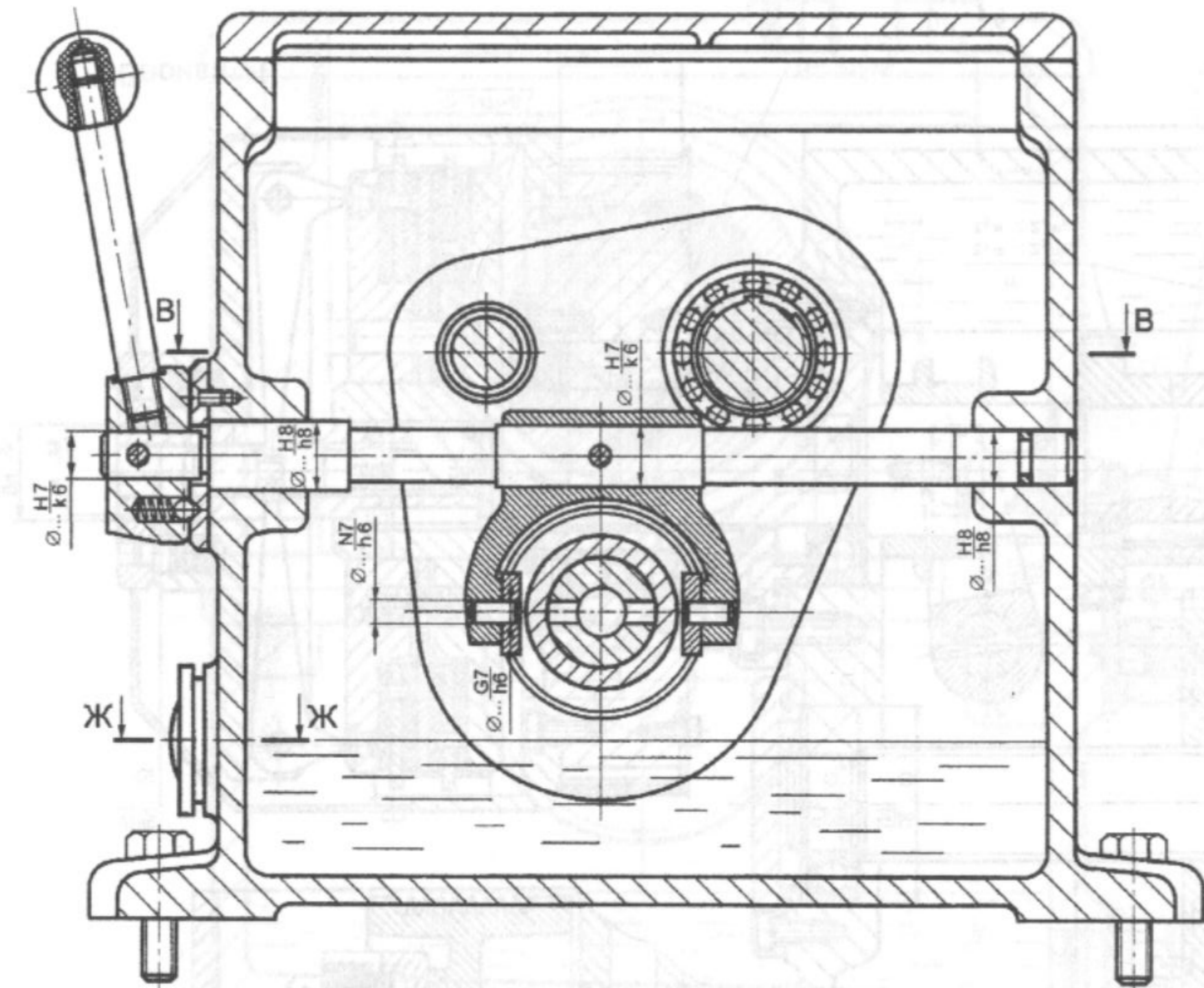
Вариант 1

Коробка скоростей
двухступенчатая, четырехскоростная
(развертка)

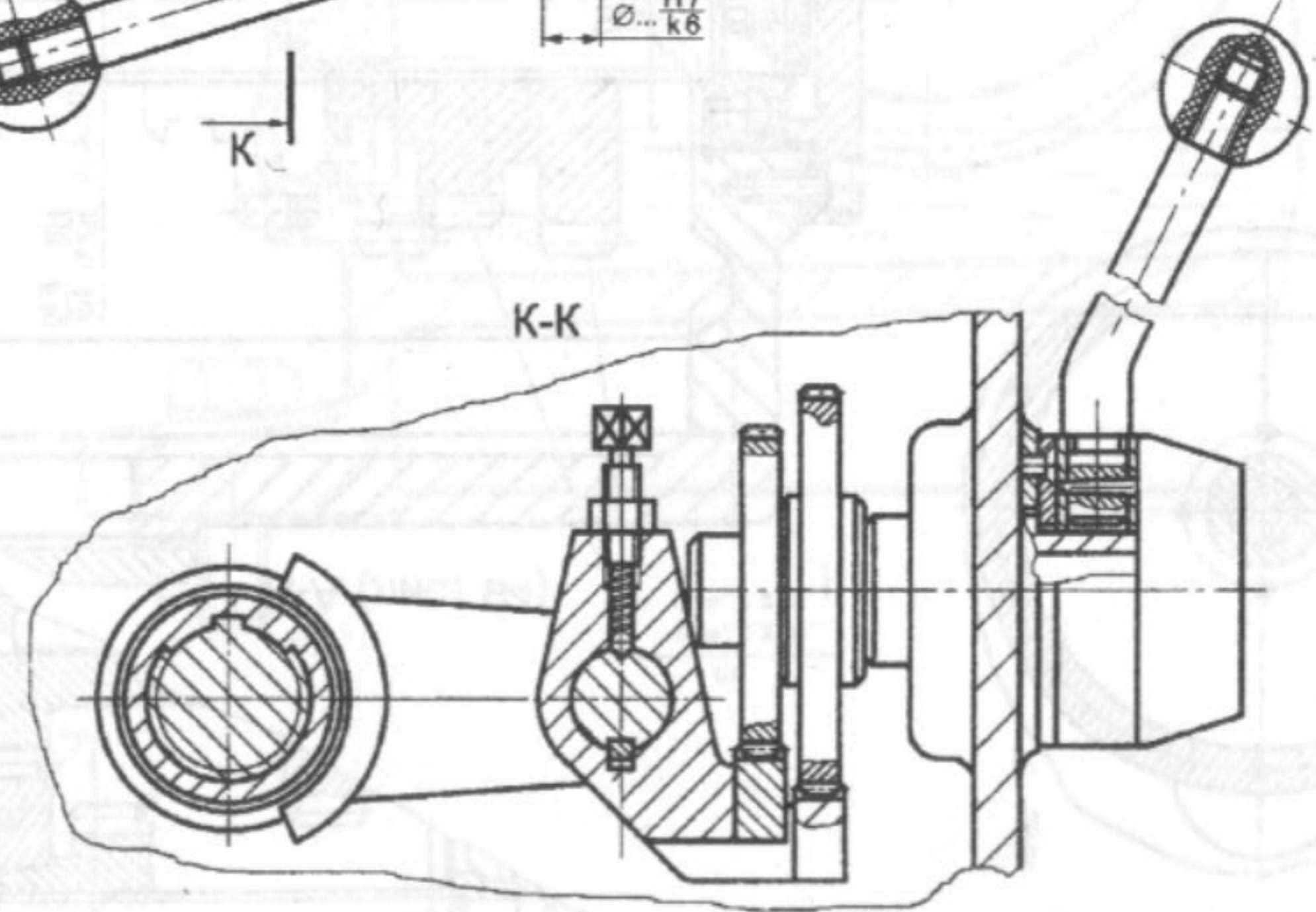
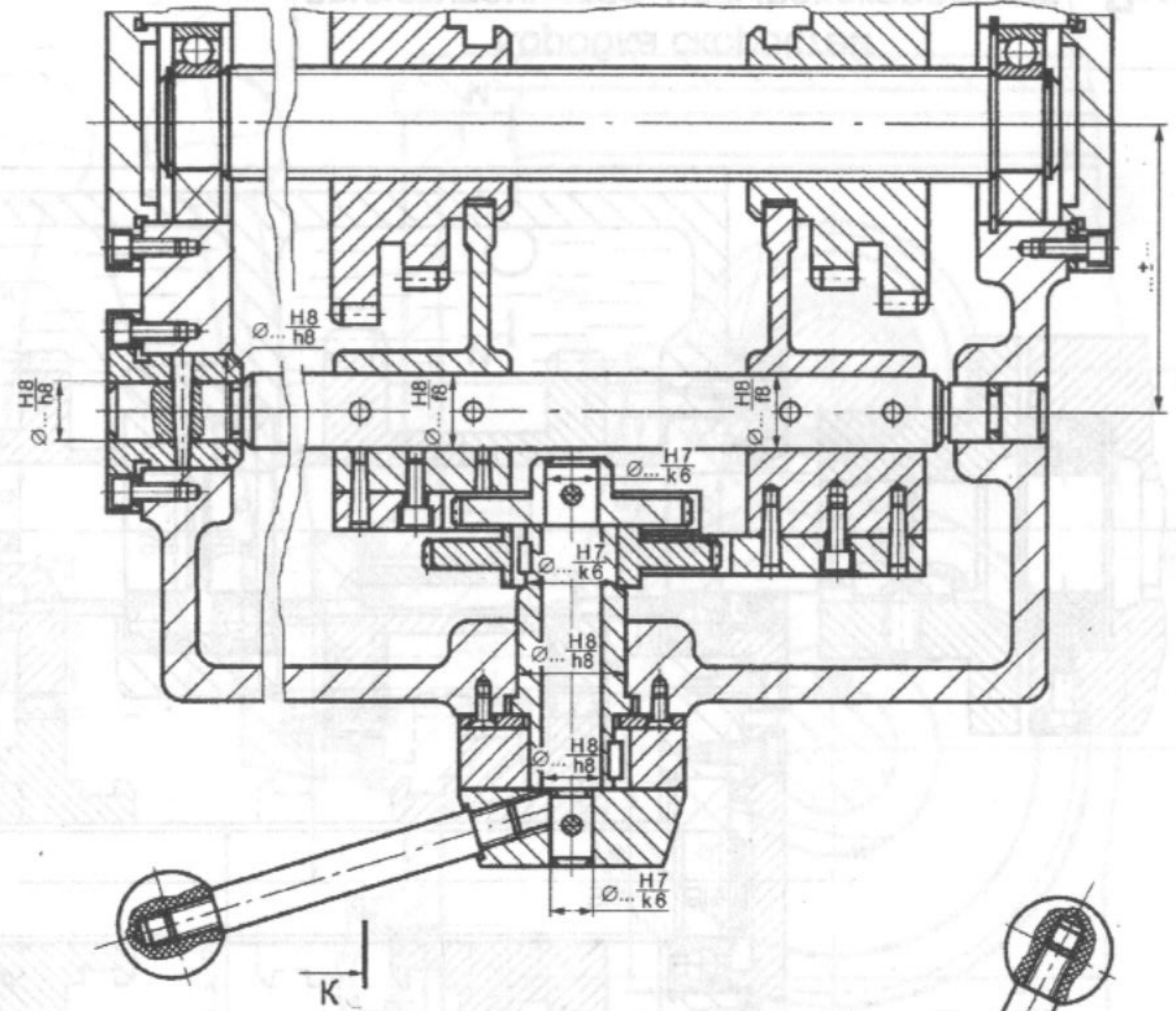
Лист 93



Б-Б (лист 93)



К-К В-В О

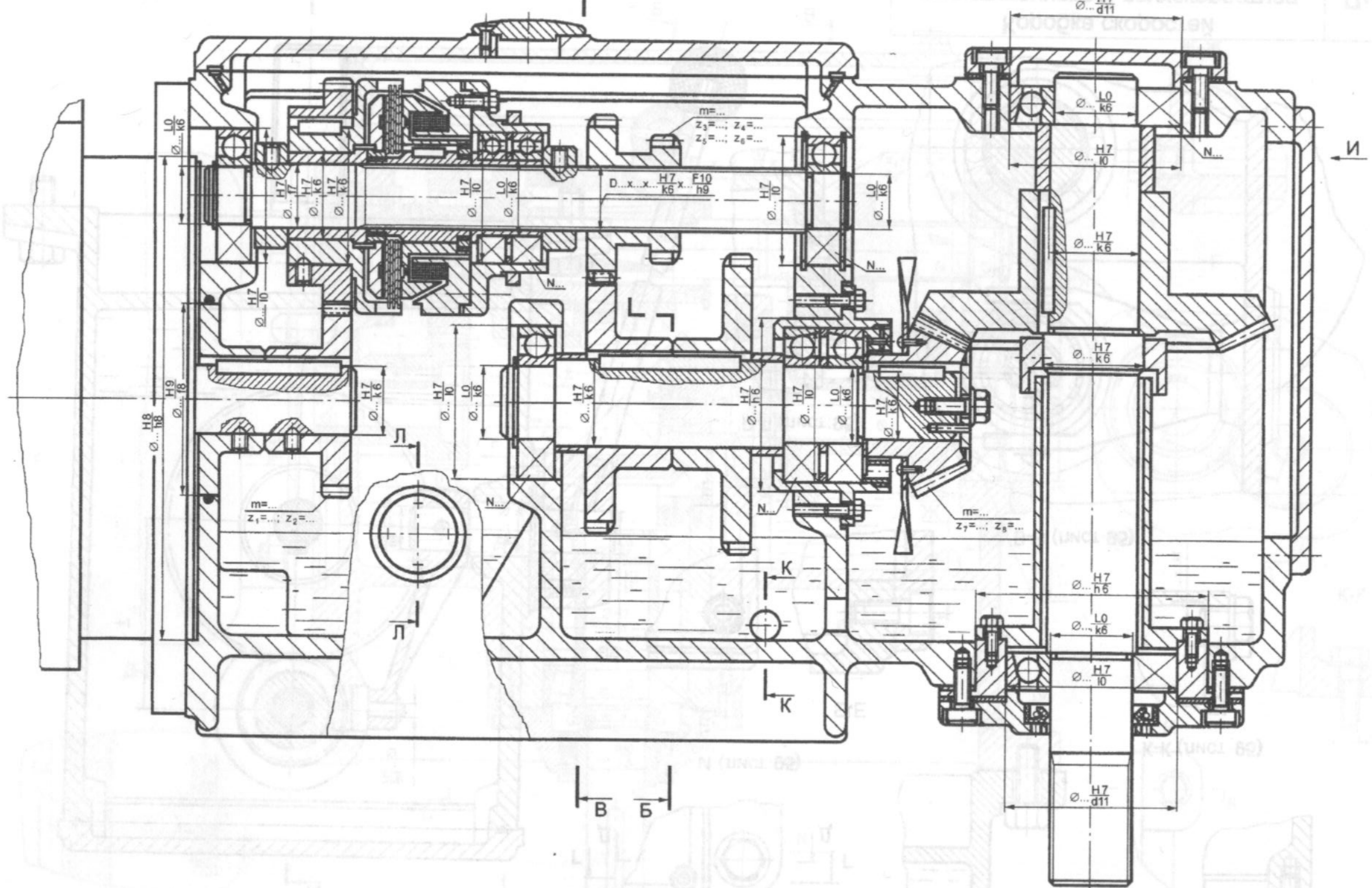


Коробка скоростей
двухступенчатая, четырехскоростная
(свертка)

Лист 94

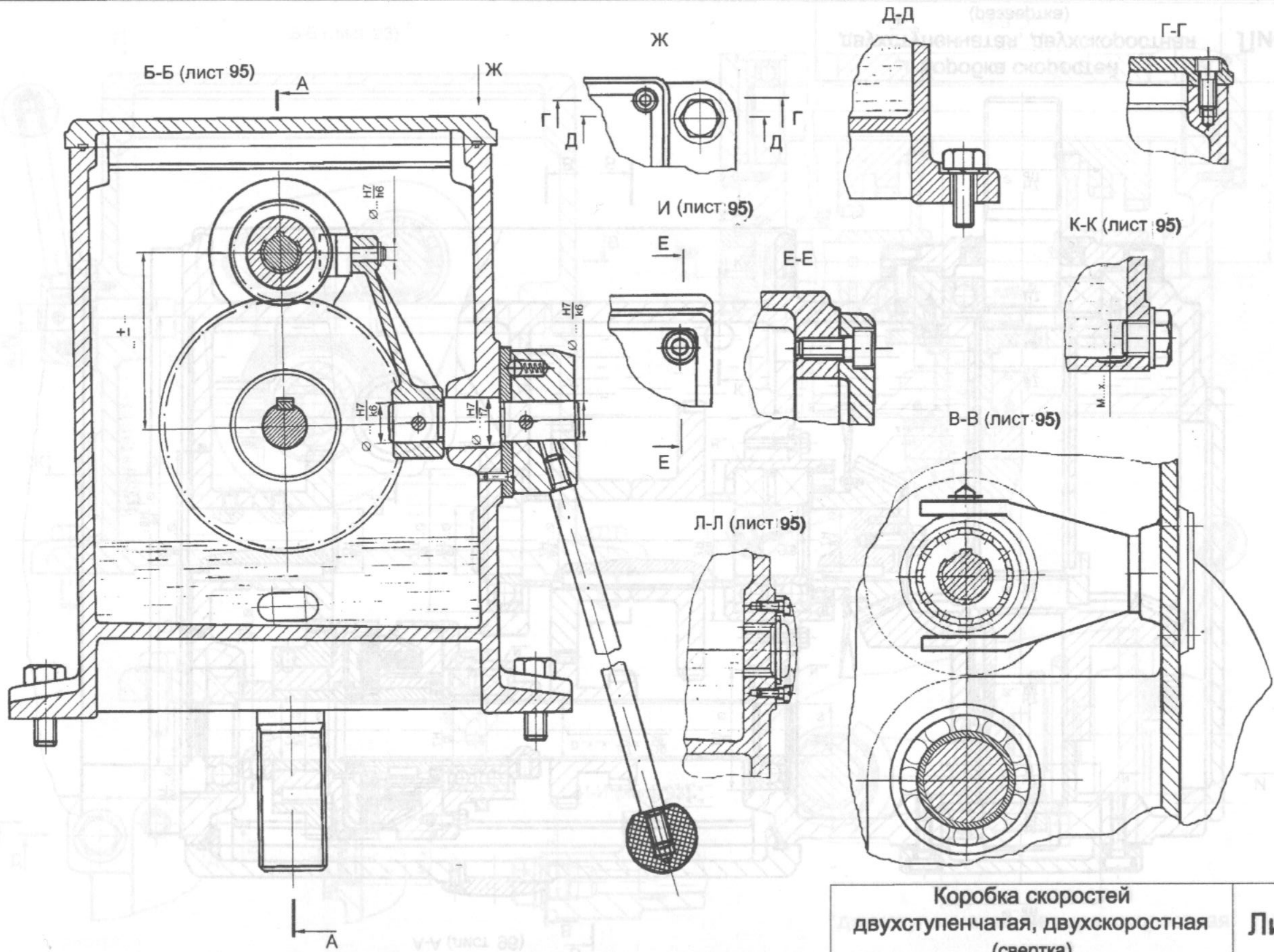
A-A (лист 96)

Б
В

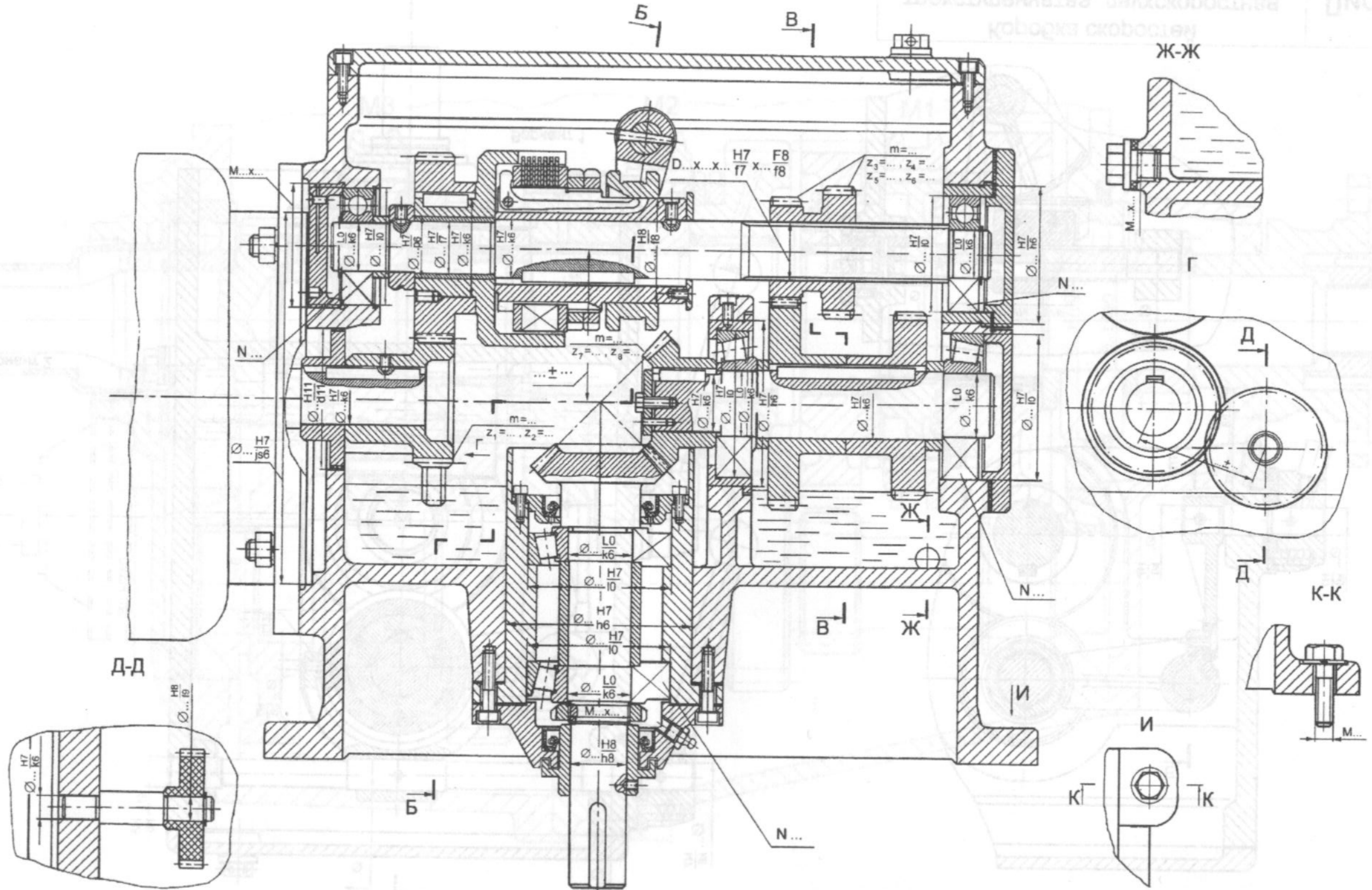


Коробка скоростей
двухступенчатая, двухскоростная
(развертка)

Лист 95



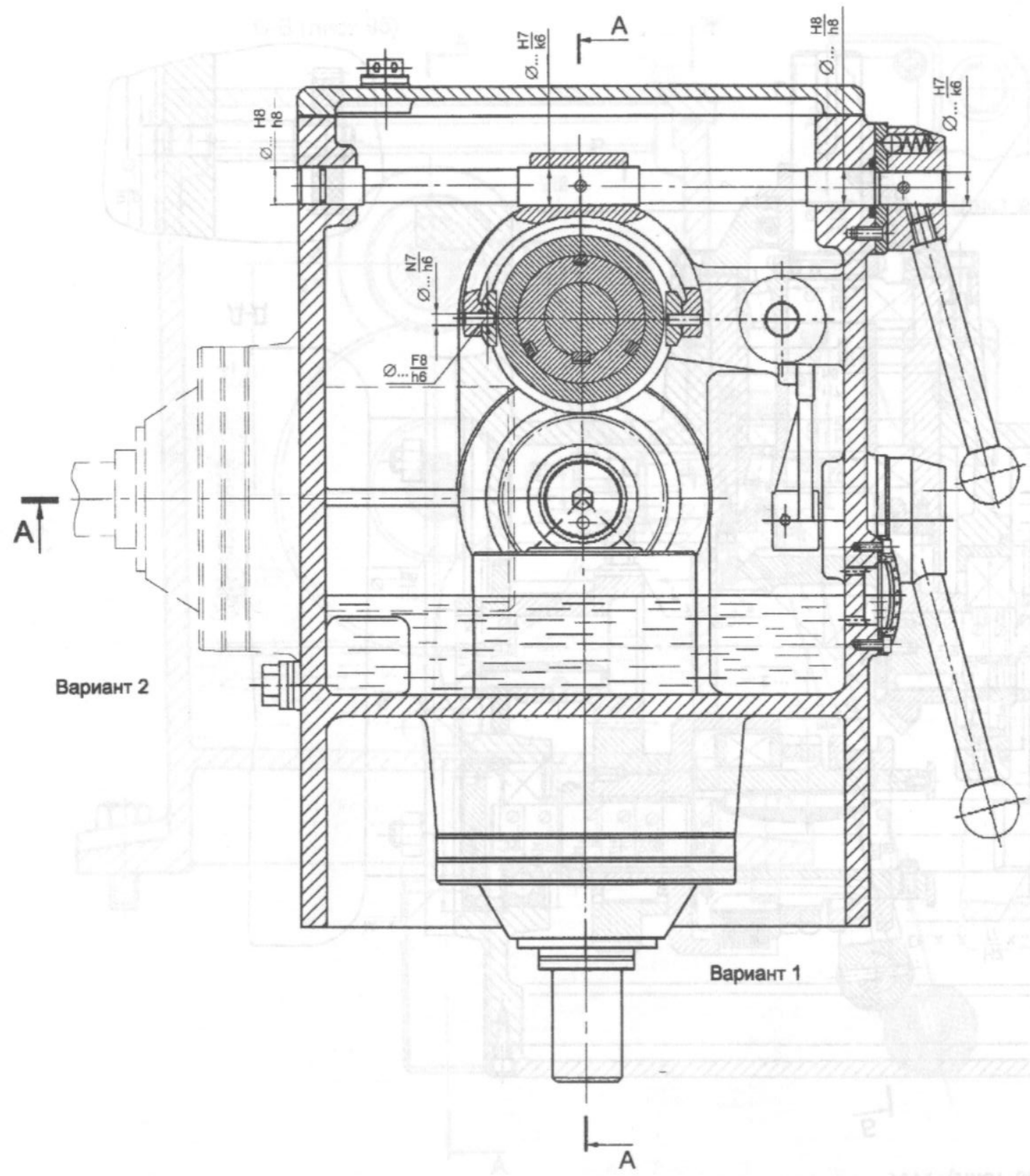
Коробка скоростей
двухступенчатая, двухскоростная
(свертка)



Коробка скоростей
трехступенчатая, двухскоростная
(развертка)

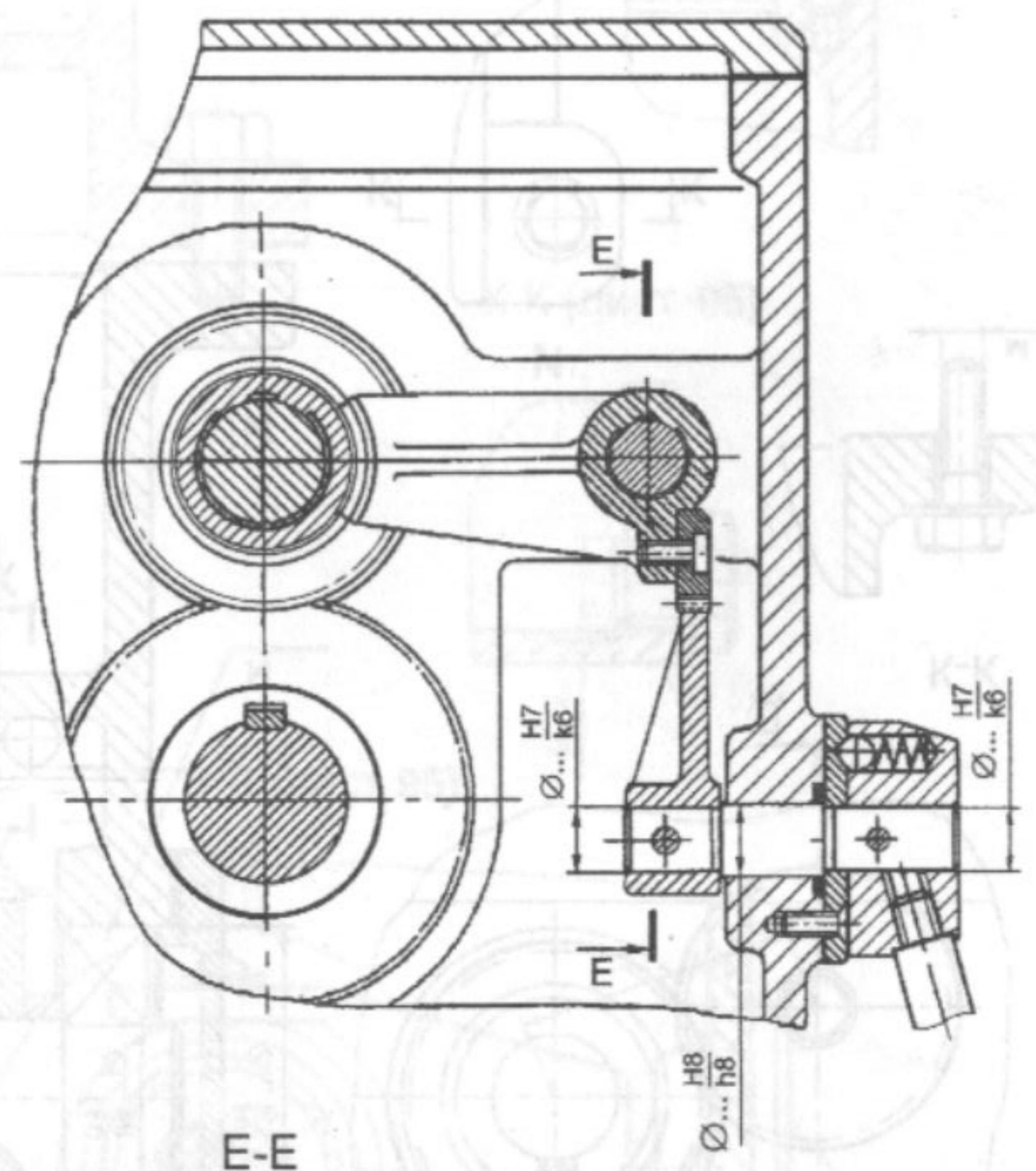
Б-Б (лист 97)

В-В (лист 97)

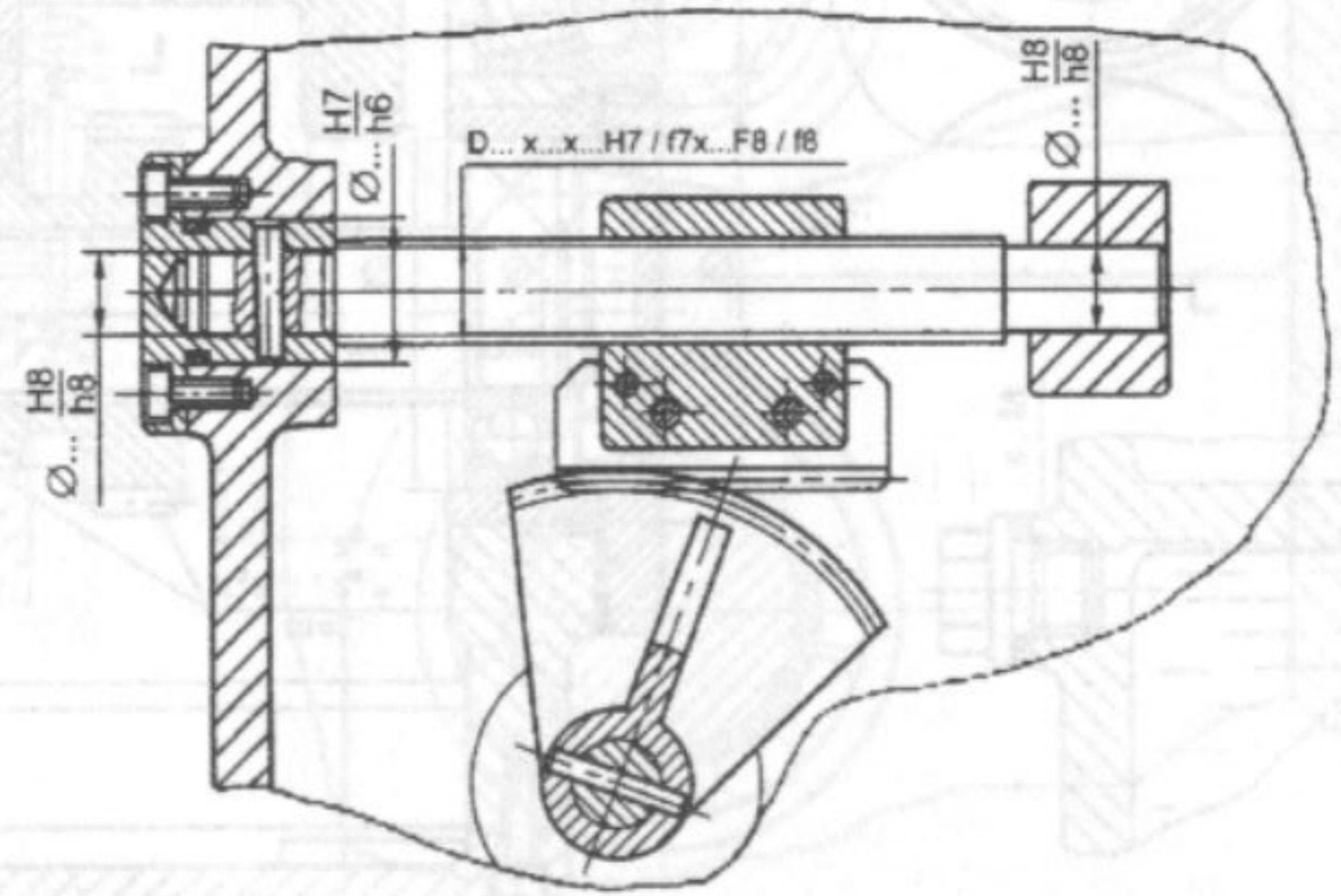


Вариант 2

Вариант 1



E-E



Коробка скоростей
 трехступенчатая, двухскоростная
 (свертка)

Лист 98