

УДК 621.833.1

## АНАЛИЗ РАЗМЕРНОЙ ЦЕПИ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТОЧНОСТИ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

А.А. Гуренкова<sup>1</sup>, А.А. Савоськина<sup>2</sup>, А.В. Высоцкая<sup>3</sup>

Иркутский государственный технический университет,  
664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83.

Рассмотрены параметры точности зубчатого зацепления конической передачи и проведен расчет размерной цепи на точность допустимого пересечения осей вращения сцепляющихся колес, т.е. величину допустимого отклонения межосевого расстояния. На точность зубчатого зацепления влияют отклонения от соосности сопрягаемых деталей, зазоры в сопряжениях и другие виды погрешностей. Расчет размерной цепи позволяет рассчитывать допуски и предельные отклонения этих параметров и обеспечивать наиболее экономичным путем точность сборки конического редуктора при изготовлении, ремонте и эксплуатации.

Ил. 4. Библиогр. 3 назв.

*Ключевые слова:* точность межосевого расстояния; размерная цепь; замыкающее звено.

## ANALYSIS OF DIMENSION CHAIN FOR ACCURACY ASSURANCE OF TOOTHING OF BEVEL GEARING

A. Gurenkova, A. Savoskina, A. Vysotskaya

Irkutsk State Technical University,  
83 Lermontov St., Irkutsk, 664074

The article considers the accuracy parameters of toothing of bevel gearing and demonstrates the calculation of dimension chains to work out the permissible axel intersection of rotation of cohesive wheels, i. e. the permissible variation of center-to-center spacing. The deviation from coaxiality of mating parts, clearance in mating of components and other errors affect the accuracy of toothing. The calculation of dimension chains allows estimating tolerances and tolerance extremes of these parameters, and provides precision of bevel gearing assembly in the most economical way when manufactured, repaired and operated.

Illustrations: 4. References: 3.

*Keywords:* axle spacing accuracy; dimension chain; master link

Под качеством механизма и машины в целом понимают совокупность свойств, позволяющих выполнять свое служебное назначение. Такими показателями являются производительность машины, ее надежность, физическая и моральная долговечность, уровень шума, КПД, степень механизации, а также экономичность машины и механизма. В практике машиностроения часто связывают понятие о качестве машины и качестве сборки непосредственно с геометрическими параметрами ее деталей и размерными связями между деталями и их поверхностями.

Составленная размерная цепь определяет величину допустимого непересечения осей вращения конической шестерни и зубчатого колеса, т.е. величину допустимого отклонения  $f_a$  межосевого расстояния. В конических передачах межосевое расстояние равно нулю, поэтому  $f_a$  ограничивает допустимую величину отклонения от пересечения осей. Замыкающим звеном этой цепи является допуск межосевого расстояния, который устанавливается по ГОСТ 1758-81. Спроектированная передача имеет следующие параметры: точность 7-B, длина образующей контура  $R_m=97$  мм; углы делительных конусов  $\delta_1 = 21^{\circ}48'18''$ ;  $\delta_2 = 68^{\circ}11'42''$ ;  $m = 3$  мм. Для этих значений предельное отклонение межосевого расстояния  $f_a = \pm 0,02$  мм (рис.1).

---

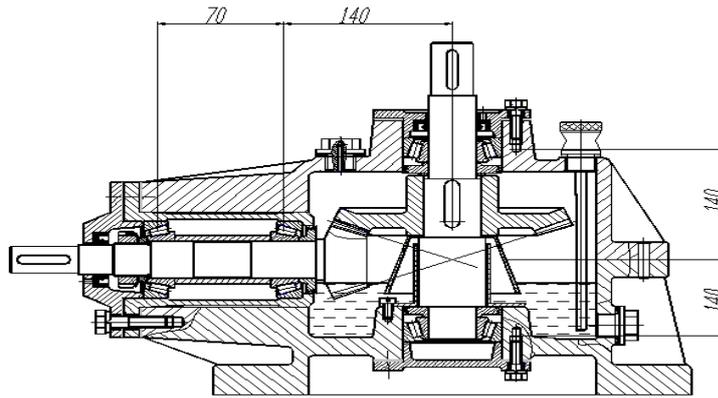
<sup>1</sup> Алена Андреевна Гуренкова, студентка группы АТБ-11 Института авиационного машиностроения и транспорта, e-mail: lelya.ru94.94@mail.ru

Gurenkova Alyona, a student of group ATb-11 of Aircraft, Mechanic Engineering and Transport Institute, e-mail: lelya.ru94.94@mail.ru

<sup>2</sup> Анастасия Андреевна Савоськина, студентка группы АТБ-11 Института авиационного машиностроения и транспорта Savoskina Anastasiya, a student of group ATb-11 of Aircraft, Mechanic Engineering and Transport Institute

<sup>3</sup> Александра Васильевна Высоцкая, доцент кафедры конструирования и стандартизации машиностроения, e-mail: wawa83@rambler.ru

Vysotskaya Alexandra, Associate Professor of Design and Engineering Standards Department, e-mail: wawa83@rambler.ru

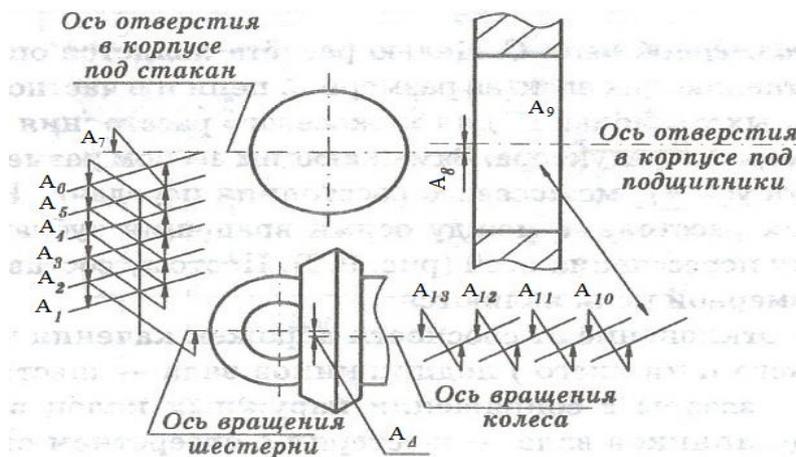


**Рис. 1. Конический зубчатый редуктор**

Все, что составляет механизм, соединено между собой с помощью размерных цепей, представляющих совокупность взаимосвязанных размеров. При расчете размерных цепей определяют размеры поверхностей деталей, относительное положение деталей в механизме, относительное положение исполнительных поверхностей механизма, соответствующее его служебному назначению.

Процесс сборки – это заключительный этап в изготовлении механизма. Достижение требуемой точности в технологическом процессе ее изготовления осуществляется через размерные цепи.

Свойства и закономерности размерных цепей выражаются аналитическими зависимостями, позволяющими рассчитывать номинальные размеры, допуски, предельные отклонения, и обеспечивать наиболее экономичным путем точность изделий при конструировании, изготовлении, ремонте и во время эксплуатации.



**Рис. 2. Размерная цепь, определяющая точность расстояния  $\pm f_a$  между осями вращения зубчатых колес**

Составляющими звеньями размерной цепи  $A$  (рис. 2) являются:

$A_1$  и  $A_7$  – отклонения от соосности дорожек качения наружных колец подшипников вала-шестерни;

$A_2$  и  $A_6$  – зазоры в сопряжении наружных колец подшипников вала-шестерни с отверстием стакана;

$A_3$  и  $A_{11}$  – радиальные зазоры соответственно в подшипниках вала-шестерни и вала колеса, ненагруженных внешней осевой силой;

$A_4$  – отклонение от соосности наружной базировочной поверхности стакана подшипников относительно внутренней поверхности;

$A_5$  – зазор в сопряжении стакана подшипников с отверстием в корпусе редуктора;

$A_8$  – отклонения между осями отверстий под опоры валов в корпусе редуктора;

$A_9$  и  $A_{13}$  – отклонение от соосности дорожек качения наружных колец подшипников вала зубчатого колеса;

$A_{10}$  и  $A_{12}$  – зазоры в сопряжении наружных колец подшипников вала зубчатого колеса с отверстиями в корпусе.

Замыкающее звено  $A_{\Delta} = \pm f_a = 0 \pm 0,02$  мм; допуск  $TA_{\Delta} = 0,04$  мм; середина поля допуска  $\Delta_{0\Delta} = 0$ .

Передаточные отношения звеньев размерной цепи следующие:

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_5 = \frac{l_1 + l_2}{l_2} = \frac{140 + 70}{70} = 3; \quad \varepsilon_3 = \varepsilon_6 = \varepsilon_7 = \frac{l_1}{l_2} = \frac{140}{70} = 2; \quad \varepsilon_4 = \varepsilon_8 = 1;$$

$$\varepsilon_9 = \varepsilon_{10} = \varepsilon_{11} = \frac{l_3}{l_3 + l_4} = \frac{140}{140 + 140} = 0,5; \quad \varepsilon_{12} = \varepsilon_{13} = \frac{l_4}{l_3 + l_4} = \frac{140}{140 + 140} = 0,5;$$

$$l_1 = 140 \text{ мм}; \quad l_2 = 70 \text{ мм}; \quad l_3 = 140 \text{ мм}; \quad l_4 = 140 \text{ мм} \text{ (см. рис. 1).}$$

Опорами валов являются роликовые конические однорядные подшипники легкой широкой серии № 7506 нулевого класса точности. Размеры подшипников:  $d=30$  мм;  $D=62$  мм;  $B=20,5$  мм. Подшипники вала колеса установлены непосредственно в корпусе, а вала-шестерни – в стакане редуктора.

Радиальное биение дорожки качения наружных колец роликовых подшипников (класс точности 0;  $D=50-80$  мм) равно 0,025 мм [3].

Отклонение от соосности  $A_1, A_7, A_9, A_{13}$  равны половине радиального биения. Эти отклонения могут быть направлены в любую сторону, поэтому принимаем:

$$TA_1 = TA_7 = TA_9 = TA_{13} = 0,025 \text{ мм},$$

координаты середины полей допусков

$$\Delta_{01} = \Delta_{07} = \Delta_{09} = \Delta_{013} = 0.$$

При установке наружного кольца подшипника в корпусе без натяга наибольший радиальный зазор  $S_{n \max}$  в подшипнике  $S_{n \max} = S_{\max} - (0,55-0,75)N_{\min}$ .

Для выбранных подшипников  $d=30$  мм начальный радиальный зазор колеблется в пределах от 0,012 до 0,026 [3]. Натяг в сопряжении кольца с валом  $k6$  может изменяться от  $N_{\min} = 0,002$  мм до  $N_{\max} = 0,025$  мм (рис. 3).

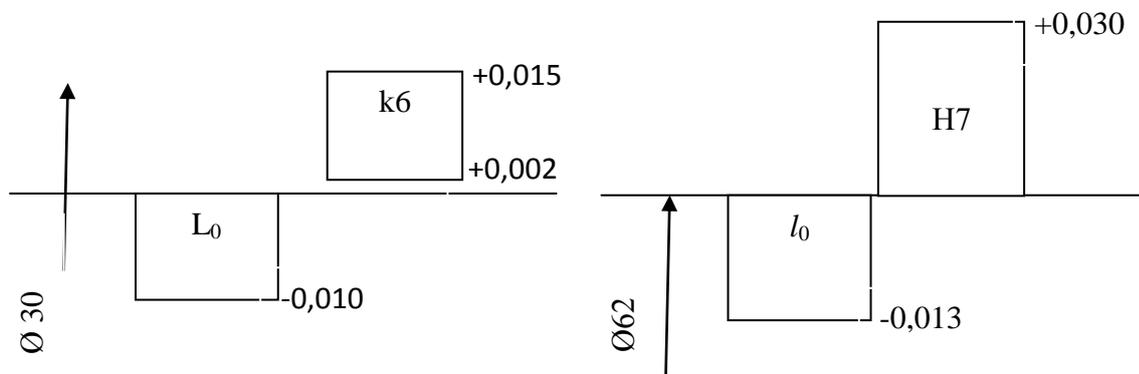


Рис. 3. Поля допусков

Рассеяние смещения центров дорожек качения внутренних колец подшипников (радиальный зазор) относительно центров дорожек качения наружных колец имеет следующее значение:

$$S_{n \max} = TA_3 = TA_{11} = [0,026 - (0,65 \cdot 0,002)] = 0,025 \text{ мм}.$$

Рассчитаем зазоры  $A_2, A_6, A_{10}, A_{12}$  в сопряжениях наружных колец подшипников с отверстиями в корпусе и с отверстиями в стакане редуктора. Посадка наружных колец в отверстие корпуса и в отверстие стакана с полем допуска H7. Тогда отверстие под наружные кольца роликовых подшипников имеет размер  $\varnothing 62^{+0,030}$  мм. Наружные кольца подшипников имеют размер  $\varnothing 62_{-0,013}$  мм

$$TA_2 = TA_6 = TA_{10} = TA_{12} = 62_{-0,013}^{+0,030} \text{ мм}.$$

Допуск соосности  $TA_4$  наружной поверхности стакана подшипников относительно внутренней поверхности назначаем по 5-й степени точности, равным 0,016 мм, т.е.  $TA_4 = 0,016$  мм. Зазор в сопряжении “стакан–корпус” определим исходя из посадки  $\varnothing 70 \frac{H7}{h6}$  :  $TA_5 = 70_{-0,019}^{+0,030}$  мм.

Учитывая, что отклонение межосевого расстояния является скалярной величиной, т.е.  $K_{\sum a}^2 T_{\sum a}^2 = K_8^2 T_8^2$  расчет допуска  $TA_8$  на расстояние между осями отверстий под опоры валов в корпусе редуктора определится [1] по формуле

$$TA_8 = \frac{1}{K_8} \sqrt{K_{\Delta}^2 T_{\Delta}^2 - K_{\sum v}^2 T_{\sum v}^2 - K_{\sum s}^2 T_{\sum s}^2}, \quad (1)$$

где  $K_{\sum v}^2 T_{\sum v}^2$  – суммы характеристик рассеяния векторных величин;  $K_{\sum s}^2 T_{\sum s}^2$  – рассеяние сопряжений с зазором  $K_{\sum s}^2 T_{\sum s}^2$ .

Характеристики  $K_{\sum v}^2 T_{\sum v}^2$  и  $K_{\sum s}^2 T_{\sum s}^2$  известны, т. к. они определяются в зависимости от погрешностей подшипников качения, стакана и зазоров между сопрягаемыми поверхностями.

Для расчета допуска  $TA_8$  определим характеристики рассеяния, входящих в формулу (1). Сумма характеристик рассеяния векторных величин

$$K_{\sum v}^2 T_{\sum v}^2 = 0,75^2 \sum_{i=1}^v \varepsilon_{vi}^2 T_{vi}^2 = 0,5^2 (3^2 \cdot 0,025^2 + 2^2 \cdot 0,025^2 + 2^2 \cdot 0,5^2 \cdot 0,025^2 + 1^2 \cdot 0,016^2) = 0,0049 \text{ мм}^2$$

Сумма характеристик рассеяния сопряжений с зазором

$$\hat{E}_{\sum s}^2 \hat{O}_{\sum s}^2 = \frac{1}{4} \sum_{i=1}^v \varepsilon_{vi}^2 \cdot (K_D^2 T_D^2 + K_d^2 T_d^2) = \frac{1}{4} \{ [(3^2 + 2^2) \cdot 1,2^2 (0,030^2 + 0,013^2)] + [(0,5^2 + 0,5^2) \cdot 1,2^2 \cdot (0,030^2 + 0,013^2)] + [(2^2 + 0,5^2) \cdot 1^2 \cdot 0,025^2] + 3^2 \cdot 1,2^2 \cdot (0,030^2 + 0,019^2) \} = 0,01 \text{ мм}^2.$$

Расчеты показывают, что сумма погрешностей всех размеров значительно превышает допуск замыкающего звена

$$\omega'_{\Delta} = \frac{1}{1} \sqrt{0,0049 + 0,01} = 0,12 \text{ мм}; \quad \omega'_{\Delta} = 0,12 > T_{\Delta} = 0,06 \text{ мм}.$$

Наибольшее влияние на допуск замыкающего звена оказывают погрешности, связанные с подшипниками вала-шестерни, посадкой стакана в корпус и посадкой подшипников в стакан. Предельные отклонения межосевого расстояния  $\pm f_a$  по ГОСТ 1758-81, регламентирующие нормы контактов зубьев в передаче, очень жесткие. В действительности передачи имеют отклонение замыкающего звена намного превосходящие регламентированные стандартом отклонения.

При сборке партии редукторов надо иметь в виду рассеяние погрешностей замыкающего звена размерной цепи, т.к. в сборке участвуют поля рассеяния погрешностей всех составляющих звеньев. Для нахождения зависимости между величинами полей рассеяния составляющих звеньев размерной цепи и её замыкающего звена можно определить полный дифференциал функции, учитывая, что величины полей рассеяния составляют малую величину по сравнению с величинами самих звеньев.

Величина замыкающего звена размерной цепи является функцией нескольких независимых переменных величины составляющих звеньев  $A_{\Delta} = f(A_1, A_2, \dots, A_{n-1})$ .

Полный дифференциал функции

$$dA_{\Delta} = \frac{\partial A_{\Delta}}{\partial A_1} dA_1 + \frac{\partial A_{\Delta}}{\partial A_2} dA_2 + \dots + \frac{\partial A_{\Delta}}{\partial A_{n-1}} dA_{n-1}. \quad (2)$$

Заменим дифференциал малыми конечными приращениями, представляющими величины полей рассеяния:

$$\omega_{A_{\Delta}} = \left| \frac{\partial A_{\Delta}}{\partial A_1} \right| \omega_{A_1} + \left| \frac{\partial A_{\Delta}}{\partial A_2} \right| \omega_{A_2} + \dots + \left| \frac{\partial A_{\Delta}}{\partial A_{n-1}} \right| \omega_{A_{n-1}}, \quad (3)$$

отсюда

$$\omega_{\Delta} = \sum_{i=1}^{n-1} \left| \frac{\partial A_{\Delta}}{\partial A_i} \right| \omega_i, \quad (4)$$

где  $\omega_{\Delta}$  – поле рассеяния замыкающего звена;

$\omega_i$  – поле рассеяния  $i$ -го составляющего звена.

$\left| \frac{\partial A_{\Delta}}{\partial A_1} \right|, \left| \frac{\partial A_{\Delta}}{\partial A_2} \right|, \dots, \left| \frac{\partial A_{\Delta}}{\partial A_{n-1}} \right|$  – численные выражения частных производных, называемых пере-

даточными отношениями (или коэффициентами приведения), показывающими влияние величины поля рассеяния каждого из составляющих звеньев на величину поля рассеяния замыкающего звена. Формула (4) является приближенной, однако она даёт достаточную для практики точность. Для плоских размерных цепей с параллельно расположенными звеньями

$$\left| \frac{\partial A_{\Delta}}{\partial A_1} \right| = 1, \left| \frac{\partial A_{\Delta}}{\partial A_2} \right| = 1, \dots, \left| \frac{\partial A_{\Delta}}{\partial A_{n-1}} \right| = 1.$$

После подстановки этих значений формула (4) примет вид

$$\omega_{\Delta} = \omega_1 + \omega_2 + \dots + \omega_{n-1} = \sum_{i=1}^{n-1} \omega_i.$$

Анализ формулы (4) показывает, что повышение точности замыкающего звена у партии изделий при сборке может быть достигнуто 3-мя путями:

- 1) уменьшением поля рассеяния  $\omega_i$ , т. е. за счет увеличения точности каждого из составляющих звеньев;
  - 2) сокращением количества составляющих звеньев в размерной цепи, т.е. уменьшением величины  $A$ ;
  - 3) уменьшением величины передаточных отношений каждого из составляющих звеньев.
- Используя 1<sup>й</sup> путь, можно для повышения точности использовать подшипники более высокого класса – 6-го вместо 0-го.  
Используя 3<sup>й</sup> путь, можно внести изменения в конструкцию редуктора путем изменения длины плеч  $l_1$  и  $l_2$  с целью уменьшения передаточных отношений.

Поля допусков отверстий в корпусе для соединения с наружными кольцами и стаканом назначаем на квалитет точнее, т.е. Н6. Радиальное биение дорожки качения наружных колец роликов подшипников (класс точности – 6;  $D=50 \dots 80$  равно 0.010 мм). Принимаем  $TA_1=TA_7=TA_9=TA_{13}=0.010$  мм.

Координаты середины полей допусков:

$$\Delta_{01} = \Delta_{07} = \Delta_{09} = \Delta_{013} = 0.$$

Зазоры  $A_2, A_6, A_{10}, A_{12}$  сопряжённых наружных колец подшипников с отверстиями в корпусе и с отверстиями в стакане редуктора. Посадка наружных колец в отверстие корпуса и в отверстия стакана с полем допуска Н6 (рис. 4).

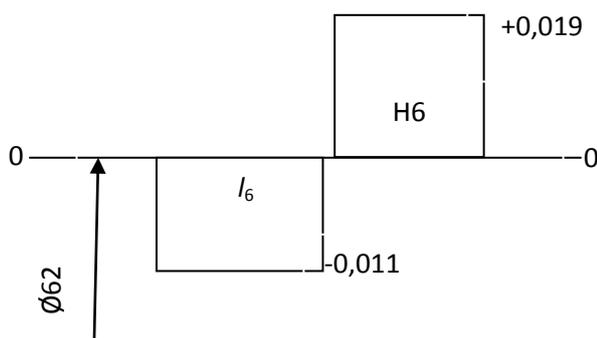


Рис. 4. Схема полей допусков

Новые передаточные отношения:

$l_1 = 120$  мм;  $l_2 = 90$  мм;

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_5 = \frac{l_1 + l_2}{l_2} = \frac{120 + 90}{90} = 2,3; \quad \varepsilon_3 = \varepsilon_6 = \varepsilon_7 = \frac{l_1}{l_2} = \frac{120}{90} = 1,3;$$

$$\varepsilon_9 = \varepsilon_{10} = \varepsilon_{11} = \frac{l_3}{l_3 + l_4} = \frac{120}{120 + 120} = 0,5.$$

Сумма характеристик рассеяния векторных величин, принятых по 2-му варианту:

$$K_{\sum v}^2 T_{\sum v}^2 = 0,75^2 \sum_{i=1}^v \varepsilon_{vi}^2 T_{vi}^2 = 0,75^2 (2,3^2 \cdot 0,013^2 + 1,3^2 \cdot 0,013^2 + 2 \cdot 0,5^2 \cdot 0,013^2 + 1^2 \cdot 0,016) = 0,0009 \text{ м}^2.$$

Сумма характеристик рассеяния сопряжений с зазором

$$\hat{E}_{\sum s}^2 \hat{\Delta}_{\sum s}^2 = \frac{1}{4} \sum_{i=1}^v \varepsilon_{vi}^2 \cdot (K_D^2 T_D^2 + K_d^2 T_d^2) = \frac{1}{4} \{ [(2,3^2 + 1,3^2) \cdot 1,2^2 (0,019^2 + 0,011^2)] + [(0,5^2 + 0,5^2) \cdot 1,2^2 \cdot (0,019^2 + 0,011^2)] + [(1,3^2 + 0,5^2) \cdot 1^2 \cdot 0,020^2] + 2,3^2 \cdot 1,2^2 \cdot (0,019^2 + 0,011^2) \} = 0,0024 \text{ м}^2.$$

Допуск межосевого расстояния отверстий в корпусе редуктора согласно формуле (1) определится:

$$TA_8 = \frac{1}{1,2} \sqrt{0,06^2 - 0,0009 - 0,0024} = 0,014 \text{ мм} < TA_{\Delta} = 0,04 \text{ мм}.$$

Таким образом, используя размерный анализ сборочной размерной цепи, можно обеспечить точность сборки конического редуктора за счет уменьшения поля рассеяния погрешностей, т.е. увеличения точности изготовления деталей, и за счет уменьшения величины передаточных отношений составляющих звеньев размерной цепи, т.е. выбирая оптимальные размеры для данного редуктора.

#### Библиографический список

1. Емельянов С.Г., Рудской А.М., Учаев П.Н. Размерный анализ в машиностроении: учеб. пособие. – Курск : Изд-во гос. техн. ун-та; Старый Оскол: ТНТ, 2010. – 332 с.
2. ГОСТ 1758– 81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые конические и гипоидные. Допуски.
3. ГОСТ 520-89. Подшипники качения. Общие технические условия.