

МЕТОДИКА ВЫБОРА РЕДУКТОРА

1. Общие положения

1.1. Выбор редуктора заключается в определении его типоразмера на основании:

- Сравнения расчетных, задаваемых и номинальных значений крутящих моментов на выходном валу и радиальных консольных нагрузок приложенных в середине посадочной части концов входного и выходного валов.
- Проверки условий отсутствия перегрева редуктора.

1.2. Номинальные значения крутящих моментов и передаточных чисел, радиальных консольных нагрузок редукторов общемашиностроительного применения приведены в таблицах технических характеристик настоящего каталога.

Указанные нагрузки для редукторов (за исключением редукторов, работающих в повторно-кратковременных режимах) приведены для условий непрерывной (продолжительность включения ПВ 100%), неререверсивной работы, без толчков и ударов, без вибрации, при продолжительности работы 8 часов в сутки, не более 2-х пусков в час, с допустимым двукратным повышением номинального крутящего момента во время пусков.

При этом ведущей машиной является электродвигатель.

Этот режим характеризуется коэффициентом условий работы $K_{ур}$, определяемого как произведение коэффициентов:

$$K_{ур} = K_1 \times K_2 \times K_3 \times K_{ПВ} \times K_{РЕВ}, \quad (1)$$

где

K_1 – коэффициент, учитывающий динамические характеристики двигателя.

K_2 – коэффициент, учитывающий продолжительность работы в сутки.

K_3 – коэффициент, учитывающий количество пусков в час.

$K_{ПВ}$ – коэффициент, учитывающий продолжительность включения (ПВ).

$K_{РЕВ}$ – коэффициент, учитывающий реверсивность редуктора (для неререверсивной работы $K_{РЕВ} = 1,00$; для реверсивной – $K_{РЕВ} = 0,75$).

Для специальных редукторов (подъемно - транспортных машин, кранов и т.д.) указанные параметры определены для фактических условий их работы.

1.3. Значения расчетных параметров для выбора редуктора определяются по настоящей методике при этом необходимо учитывать следующие факторы:

- Мощность двигателя выбирается из ряда мощностей двигателя принятого типа с округлением до ближайшего большего значения к мощности, потребляемой приводимой машиной с учетом КПД привода.
- Большие по мощности двигатели (значительно превышающие требуемые) развивают большие пусковые токи и пусковые мощности более двукратных, что может вызвать неучтенные перегрузки редуктора. Использование подобных двигателей возможно по согласованию с заводом – изготовителем редуктора.
- Наиболее экономичной является эксплуатация редуктора при частоте вращения на входе ≤ 1500 об/мин, а с целью более длительной безотказной работы редуктора рекомендуется принимать частоту вращения входного вала ≤ 900 об/мин.

2. Выбор редуктора

2.1. Выбор типа редуктора:

Исходными данными для выбора типа редуктора служат чертеж и кинематическая схема привода, требуемое передаточное число $i_{ред}$, характеристики режима эксплуатации, требования к расположению осей в пространстве.

По известному передаточному числу определяется количество ступеней редуктора, руководствуясь схемой:

- При значениях $i_{ред} \leq 6,3$ выбирают одноступенчатый редуктор.
- При значениях $7,1 \leq i_{ред} \leq 20$ для эвольвентных, закаленных, шлифованных зубьев и $7,1 \leq i_{ред} \leq 50$ для улучшенных зубьев, в том числе с зацеплением Новикова, выбирают двухступенчатый редуктор.

- При значениях $20 \leq i_{ред} \leq 100$ для эвольвентных, закаленных, шлифованных зубьев и $50 \leq i_{ред} \leq 200$ для улучшенных зубьев, в том числе с зацеплением Новикова, выбирают трехступенчатый редуктор.
- При значениях $i_{ред}$ превышающих ранее приведенные величины выбирают четырех – и более ступенчатые редукторы.

Примечание: В условном обозначении редукторов зубчатая пара эвольвентного профиля закаленная, шлифованная обозначается первой цифрой 5. При этом зацепление Новикова обозначено буквой Н.

Положение выходного вала (горизонтальное или вертикальное), расположение входного вала по отношению к выходному валу (параллельное или перпендикулярное), способ монтажа редуктора (на фундаменте или на ведомый вал объекта) определяют по приведенным в каталоге рисункам.

Из рисунков каждого редуктора и размеров, приведенных в таблицах, определяются все монтажные положения, в которые редуктор может быть установлен. При этом в обозначении редукторов могут быть указаны специальные символы, обозначающие способ монтажа.

2.2. Выбор габарита (типоразмера) редуктора.

2.2.1. Критериями выбора типоразмера редуктора являются расчетные значения крутящего момента на выходном валу, радиальных консольных нагрузок на концах валов и недопустимость перегрева редуктора.

2.2.2. Исходными данными для определения габарита редуктора являются:

- Вид приводимой машины.
- Требуемый крутящий момент на выходном валу, $T_{ВЫХ.ТРЕБ}$, Н×м.
- Частота вращения выходного вала редуктора, $n_{ВЫХ}$, об/мин.
- Частота вращения входного вала редуктора, $n_{ВХ}$, об/мин.
- Вид двигателя.
- Характер нагрузки (равномерная и неравномерная, реверсивная или неререверсивная, наличие и величина перегрузок, наличие толчков, ударов, вибраций).
- Требуемая длительность эксплуатации редуктора в часах.
- Средняя ежесуточная работа в часах.
- Количество включений в час.
- Продолжительность включений под нагрузкой, ПВ %.
- Условия окружающей среды (температура, условия отвода тепла).
- Соединение редуктора с приводимой машиной (муфтой или передачами: зубчатой, цепной, клиноременной и т.д.).
- Радиальная консольная нагрузка, приложенная в середине посадочной части концов выходного вала $F_{ВЫХ.ТРЕБ}$ и входного вала $F_{ВХ.ТРЕБ}$, Н.

2.2.3. При выборе габарита редуктора производится расчет следующих параметров редукторов по формулам:

- Передаточное отношение редуктора:

$$i_{ред} = \frac{n_{ВХ}}{n_{ВЫХ}}, \quad (2)$$

- Расчетный крутящий момент на выходном валу редуктора:

$$T_{ВЫХ.РАСЧ.} = T_{ВЫХ.ТРЕБ.} \times K_{ур}, \quad (3)$$

где $K_{ур}$ определяется по формуле (1), числовые значения входящих коэффициентов выбираются из таблиц 1, 2, 3, 4.

- Расчетная мощность двигателя:

$$P_{ВХ.РАСЧ.} = \frac{T_{ВЫХ.РАСЧ.} \times n_{ВЫХ.}}{9550 \times \eta}, \quad (4)$$

где $P_{ВХ.РАСЧ.}$ – расчетная мощность двигателя, кВт,

η – коэффициент полезного действия редуктора (КПД),

Значения η принимается равным:

- Для цилиндрических редукторов:

- одноступенчатых - 0,99
- двухступенчатых - 0,98
- трехступенчатых - 0,97
- четырехступенчатых - 0,95

- Для конических редукторов:

- одноступенчатых - 0,98
- двухступенчатых - 0,97

- Для коническо-цилиндрических редукторов – как произведение значений η конической и цилиндрической частей редуктора.

2.2.4. Значение коэффициентов приводятся в таблицах.

Таблица 1. Коэффициент характеристики двигателя K_1

| Ведущая машина | Степень толчкообразности ведомой машины | | | |
|--|---|-----|-----|-----|
| | А | Б | В | Г |
| Электродвигатель, паровая турбина | 1,0 | 1,2 | 1,5 | 1,8 |
| 4-х, 6-ти цилиндрические двигатели внутреннего сгорания, гидравлические и пневматические двигатели | 1,25 | 1,5 | 1,8 | 2,2 |
| 1-х, 2-х, 3-х цилиндрические двигатели внутреннего сгорания | 1,5 | 1,8 | 2,2 | 2,5 |

А – плавная нагрузка,

Б – слабые толчки,

В – толчки средней силы,

Г – сильные толчки.

Классификация ведомых машин по степени толчкообразности приведена в таблице 5.

Таблица 2. Коэффициент продолжительности работы K_2

| Ежедневное пользование, ч/сут | < 2 | < 8 | < 16 | > 16 |
|-------------------------------|-----|-----|------|------|
| K_2 | 0,9 | 1,0 | 1,12 | 1,25 |

Таблица 3. Коэффициент количества пусков K_3

| Количество пусков в час | 1 | < 20 | < 40 | < 80 | < 160 | > 160 |
|-------------------------|---|------|------|------|-------|-------|
| | Коэффициент характеристики двигателя, K_1 | 1 | 1,0 | 1,2 | 1,3 | 1,5 |
| 1,25 | | 1,0 | 1,1 | 1,2 | 1,3 | 1,7 |
| 1,5 | | 1,0 | 1,07 | 1,1 | 1,15 | 1,4 |
| 1,8 | | 1,0 | 1,05 | 1,05 | 1,07 | 1,2 |

Таблица 4. Коэффициент продолжительности включения $K_{ПВ}$

| ПВ % | 100 | 60 | 40 | 25 | 15 |
|----------|-----|------|------|------|------|
| $K_{ПВ}$ | 1,0 | 0,90 | 0,80 | 0,70 | 0,67 |

Таблица 5. Степень толчкообразности ведомых машин

| Характер нагрузки | Ведомая машина |
|-------------------|--|
| А | Генераторы, элеваторы, центробежные компрессоры, равномерно загружаемые конвейеры, смесители жидких веществ, насосы центробежные, шестеренные, винтовые, стреловые механизмы, воздуходувки, вентиляторы, фильтрующие устройства. |

| | |
|---|---|
| Б | Водоочистные сооружения, неравномерно загружаемые конвейеры , лебедки, тросовые барабаны, ходовые, поворотные, подъемные механизмы подъемных кранов, бетономешалки, печи, трансмиссионные валы, резаки, дробилки, мельницы, оборудование для нефтяной промышленности. |
| В | Пробойные прессы, вибрационные устройства, лесопильные машины, грохот, одноцилиндровые компрессоры. |
| Г | Оборудование для производства резинотехнических изделий и пластмасс, смесительные машины и оборудование для фасонного проката. |

2.2.5. Подбор редукторов производится в следующей последовательности:

- Определяется передаточное число редуктора по формуле (2).
- Определяется количество ступеней по рекомендациям п. 2.1.
- Определяется коэффициент условий работы для редукторов общемашиностроительного применения по формуле (1).
Примечание: Для специальных редукторов коэффициент условий работы $K_{ур}=1$.
- Для специальных редукторов и для редукторов общемашиностроительного применения с коэффициентом условий работы $K_{ур} = 1$ по известным типу редуктора, передаточному числу и количеству ступеней подбирается редуктор из таблиц каталога с обеспечением условия:

$$T_{\text{ВЫХ.ТАБ.}} \geq T_{\text{ВЫХ.ТРЕБ.}}, \quad (5)$$

где $T_{\text{ВЫХ.ТАБ.}}$ - номинальный крутящий момент из таблиц каталога.

- Для редукторов с коэффициентом условий работы $K_{ур}$ не равном 1 определяется значение расчетного крутящего момента по формуле (3), после чего производится подбор редуктора из таблиц каталога с обеспечением условия:

$$T_{\text{ВЫХ.ТАБ.}} \geq T_{\text{ВЫХ.РАСЧ.}}, \quad (6)$$

2.3. Проверка радиальных консольных нагрузок, приложенных в середине посадочных частей концов входного и выходного валов редуктора, производится следующим образом:

Определяется расчетная величина консольных нагрузок по известным величинам требуемых нагрузок из соотношений для случаев не равенства единице коэффициента $K_{ур}$:

$$F_{\text{ВЫХ.РАСЧ.}} = F_{\text{ВЫХ.ТРЕБ.}} \times K_{ур}, \quad (7)$$

$$F_{\text{ВХ.РАСЧ.}} = F_{\text{ВХ.ТРЕБ.}} \times K_{ур}, \quad (8)$$

Проверяем выполнение условий:

$$F_{\text{ВЫХ.ТАБ.}} \geq F_{\text{ВЫХ.РАСЧ.}}, \quad (9)$$

$$F_{\text{ВХ.ТАБ.}} \geq F_{\text{ВХ.РАСЧ.}}, \quad (10)$$

где $F_{\text{ВЫХ.ТАБ.}}$, $F_{\text{ВХ.ТАБ.}}$ – радиальные консольные нагрузки.

Для специальных редукторов и редукторов общемашиностроительного применения с коэффициентом условий работы $K_{ур}=1$ проверяется выполнение условий:

$$F_{\text{ВЫХ.ТАБ.}} \geq F_{\text{ВЫХ.ТРЕБ.}}, \quad (11)$$

$$F_{\text{ВХ.ТАБ.}} \geq F_{\text{ВХ.ТРЕБ.}}, \quad (12)$$

При невыполнении условий (9) ... (12) выбирается больший типоразмер редуктора.

2.4. Проверка условий отсутствия перегрева редуктора.

Проверка производится определением выполнения условия:

$$P_{\text{ВХ.РАСЧ.}} \leq P_{\text{ТЕРМ.}} \times K_{т}, \text{ кВт}, \quad (13)$$

где $K_{т}$ – температурный коэффициент, значения которого приведены в таблице 6.

$P_{\text{ТЕРМ.}}$ – термическая мощность (кВт), значение которой приводятся в паспортах, технических условиях на редукторы, каталогах.

Таблица 6. Температурный коэффициент $K_{т}$

| Способ | Температура | Продолжительность включения, ПВ %. |
|--------|-------------|------------------------------------|
|--------|-------------|------------------------------------|

| охлаждения | окружающей среды, С° | 100 | 80 | 60 | 40 | 25 |
|---|-------------------------|------|------|------|------|------|
| Редуктор без постороннего охлаждения. | 10 | 1,12 | 1,34 | 1,57 | 1,79 | 2,05 |
| | 20 | 1,0 | 1,2 | 1,4 | 1,6 | 1,8 |
| | 30 | 0,88 | 1,06 | 1,23 | 1,41 | 1,58 |
| | 40 | 0,75 | 0,9 | 1,05 | 1,21 | 1,35 |
| | 50 | 0,63 | 0,76 | 0,88 | 1,01 | 1,13 |
| Редукторе со спиралью водяного охлаждения. | 10 | 1,1 | 1,32 | 1,54 | 1,76 | 1,98 |
| | 20 | 1,0 | 1,2 | 1,4 | 1,6 | 1,8 |
| | 30 | 0,9 | 1,08 | 1,26 | 1,44 | 1,62 |
| | 40 | 0,85 | 1,02 | 1,19 | 1,36 | 1,53 |
| | 50 | 0,8 | 0,96 | 1,12 | 1,29 | 1,44 |
| Редуктор охлаждается обдуванием. | 10 | 1,15 | 1,38 | 1,61 | 1,84 | 2,07 |
| | 20 | 1,0 | 1,2 | 1,4 | 1,6 | 1,8 |
| | 30 | 0,9 | 1,08 | 1,26 | 1,44 | 1,82 |
| | 40 | 0,8 | 0,96 | 1,12 | 1,29 | 1,44 |
| | 50 | 0,7 | 0,84 | 0,98 | 1,12 | 1,26 |
| Редуктор с обдуванием и водяным охлаждением. | 10 | 1,12 | 1,34 | 1,57 | 1,79 | 2,05 |
| | 20 | 1,0 | 1,2 | 1,4 | 1,6 | 1,8 |
| | 30 | 0,92 | 1,1 | 1,29 | 1,47 | 1,66 |
| | 40 | 0,83 | 1,0 | 1,16 | 1,33 | 1,5 |
| | 50 | 0,78 | 0,94 | 1,09 | 1,25 | 1,4 |

В случае невыполнения условия (13) при выбранном первоначально способе охлаждения определяются другие технологические приемы охлаждения, или переходят к большему типоразмеру редуктора.

3. Пример выбора редуктора

3.1. Исходные данные:

- Кинематическая схема - оси входного и выходного валов параллельны и находятся в горизонтальной плоскости.
- Вид приводимой машины: листопркатный станок (группа В).
- $T_{\text{ВЫХ.ТРЕБ.}} = 4000 \text{ Н}\times\text{м}$.
- $F_{\text{ВЫХ.ТРЕБ.}} = 11000 \text{ Н}$.
- $F_{\text{ВХ.ТРЕБ.}} = 1000 \text{ Н}$.
- $n_{\text{ВЫХ.}} = 93,75 \text{ об/мин}$.
- Вид двигателя: асинхронный электродвигатель.
- $n_{\text{ВХ.}} = 1500 \text{ об/мин}$.
- Характер нагрузки: работа непрерывная, нереверсивная, толчки средней силы.
- Средняя ежедневная работа - 10 часов.
- Количество включений в час - до 30.
- Продолжительность включений - ПВ 100 % .
- Условия окружающей среды: температура воздуха $\leq 30^{\circ}\text{C}$, условия отвода тепла – естественное охлаждение воздухом окружающей среды.

3.2. Выбор редуктора.

- Из таблиц 1, 2, 3, 4 находим (группа В – электродвигатель, 10 часов работы в сутки, 30 пусков в час): $K_1=1,5$; $K_2=1,12$; $K_3=1,1$; $K_{\text{ПВ}}=1,0$; $K_{\text{РЕВ.}}=1$ (передача нереверсивная).

- Определяем величину коэффициента условий работы:

$$K_{\text{УР}} = K_1 \times K_2 \times K_3 \times K_{\text{ПВ}} \times K_{\text{РЕВ.}}$$

$$K_{\text{УР}} = 1,5 \times 1,12 \times 1,1 \times 1 \times 1 = 1,848 ;$$

- Определяем расчетные выходной момент и консольные радиальные нагрузки:

$$T_{\text{ВЫХ.РАСЧ.}} = 4000 \times 1,848 = 7392 \text{ Н}\times\text{м}$$

$$F_{ВХ.РАСЧ.} = 1000 \times 1,848 = 1848 \text{ Н}$$
$$F_{ВЫХ.РАСЧ.} = 11000 \cdot 1,848 = 20328 \text{ Н}$$

- Определяем передаточное число редуктора:

$$i_{ред} = \frac{1500}{93,75} = 16$$

Согласно рекомендации п. 2.1. выбираем двухступенчатый редуктор.

Из каталога находим:

редуктор цилиндрический двухступенчатый Ц2У-315НМ.

- Определяем расчетную мощность на входе в редуктор:

$$P_{ВХ.РАСЧ.} = \frac{7392 \times 93,75}{9550 \times 0,98} = 74 \text{ кВт} ,$$

где $\eta=0,98$ – КПД двухступенчатого цилиндрического редуктора п. 2.2.3.

- Проверяем отсутствие перегрева редуктора. Из таблицы 6 находим значение коэффициента K_T ($t = 30^\circ\text{C}$, без постороннего охлаждения, продолжительность включения ПВ 100%):

$$K_T = 0,88$$

- Согласно технической документации термическая мощность редуктора Ц2У-315НМ составляет:

$$P_{ТЕРМ.} = 128 \text{ кВт}$$

- Условие (13):

$$P_{ВХ.РАСЧ.} \leq 128 \times 0,88 = 112,6 \text{ кВт},$$

То есть условие (13) выполнено.

В случае невыполнения условия (13) при выбранном способе охлаждения используются другие способы охлаждения.