

Методика выбора редукторов и мотор-редукторов

Настоящая методика распространяется на выбор редукторов и мотор-редукторов общего назначения, изготавливаемых в соответствии с ГОСТ Р 50891-96 и предназначенных для работы в различных условиях эксплуатации.

Методика не распространяется на редукторы и мотор-редукторы специального назначения или специальных конструкций, а также на волновые, цевочные, гипоидные и спироидные редукторы и мотор-редукторы.

Условные обозначения

U - передаточное число редуктора (мотор-редуктора);

n_T - частота вращения выходного вала;

$K_{дв}$ - коэффициент учитывающий динамические характеристики двигателя;

K_M - коэффициент учитывающий динамические характеристики приводимой машины;

$K_{пв}$ - коэффициент зависящий от продолжительности включения;

$K_{рев}$ - коэффициент реверсивности;

$K_{реж}$ - коэффициент режима работы;

$K_ч$ - коэффициент учитывающий взаимное расположение червяка и колеса;

K_c - коэффициент учитывающий продолжительность работы в сутки;

$F_{макс}$ - максимальная радиальная консольная нагрузка, Н;

$F_{ном}$ - номинальная радиальная консольная нагрузка, Н;

$ПВ$ - продолжительность включения, %;

$F_{T_{ном}}$, $F_{б\ ном}$ – значение радиальных консольных нагрузок на валах редукторов (мотор-редукторов), приводимые в каталоге и соответствующие $T_{ном}$;

$F_{T_{макс}}$, $F_{б\ макс}$ – значение наибольших консольных нагрузок на валах редукторов (мотор-редукторов) при нормально протекающем технологическом процессе и соответствующие $T_{макс}$;

$P_{терм}$ - мощность, допускаемая редуктором по условиям перегрева, кВт;

$P_{макс}$ - максимальная передаваемая мощность редуктора, кВт;

$T_{макс}$ - максимальный крутящий момент на выходном валу, Нм;

$T_{ном}$ - номинальный крутящий момент на выходном валу, приводимый в каталоге для продолжительной работы при постоянной нагрузке, Нм;

$T_{не}$ - эквивалентный крутящий момент постоянной величины на выходном валу, разрушающее воздействие которого равно воздействию реального переменного момента, Нм;

$T_{пуск}$ - пусковой крутящий момент на выходном валу, Нм;

t_b - температура окружающего редуктор воздуха, °С;

t - время действия момента.

1. Выбор типа редуктора

1.1. Тип редуктора определяется следующими признаками:

- типом передач (цилиндрических, червячных, конических, планетарных, комбинированных);
- взаимным расположением передач;
- количеством ступеней;
- расположением валов в пространстве.

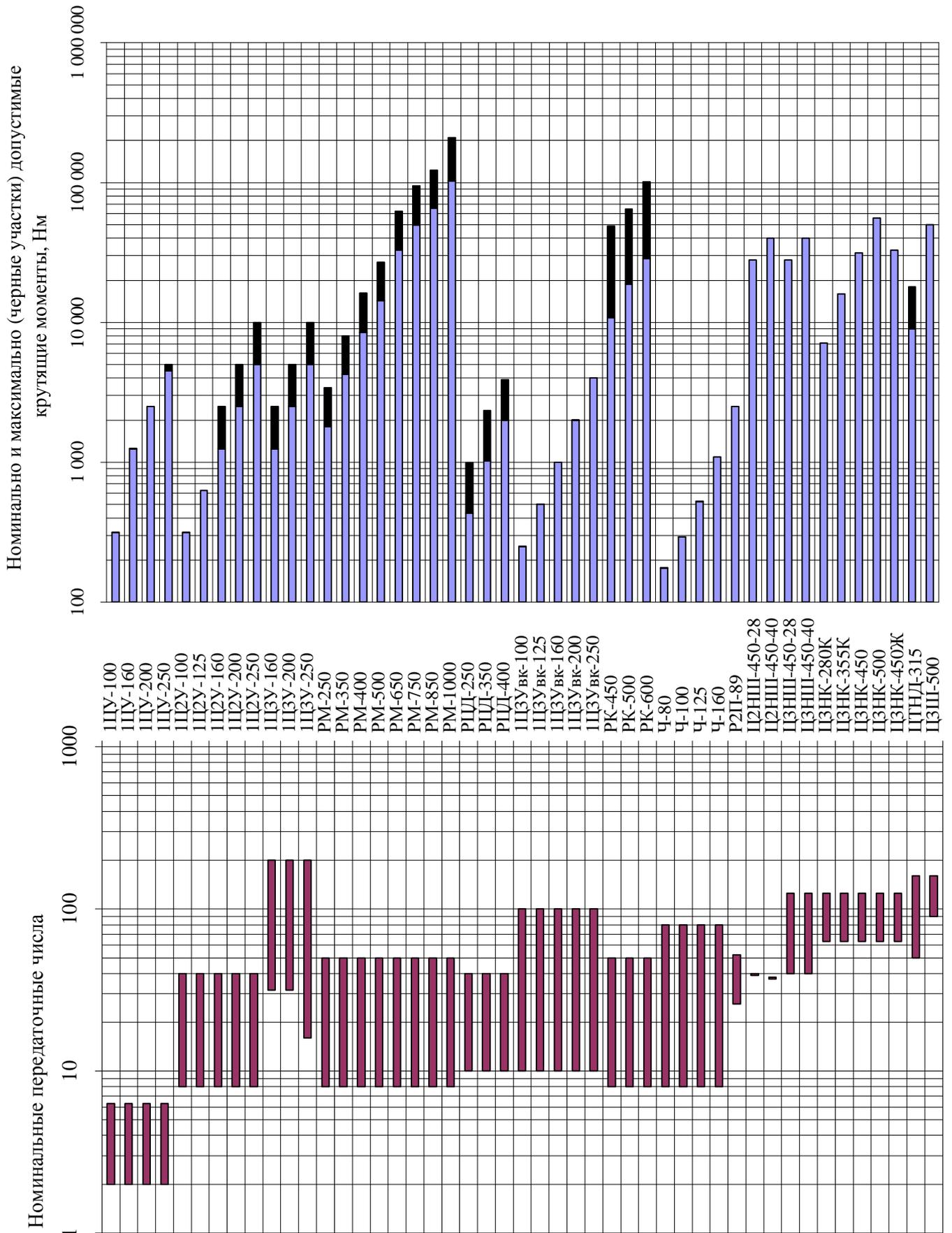
1.2. Исходные данные:

- передаточное число U ;
- максимальный крутящий момент $T_{макс}$;
- режим эксплуатации;
- конструктивные и эксплуатационные особенности привода (компактность, взаимное расположение валов, уровень шума и т.д.).

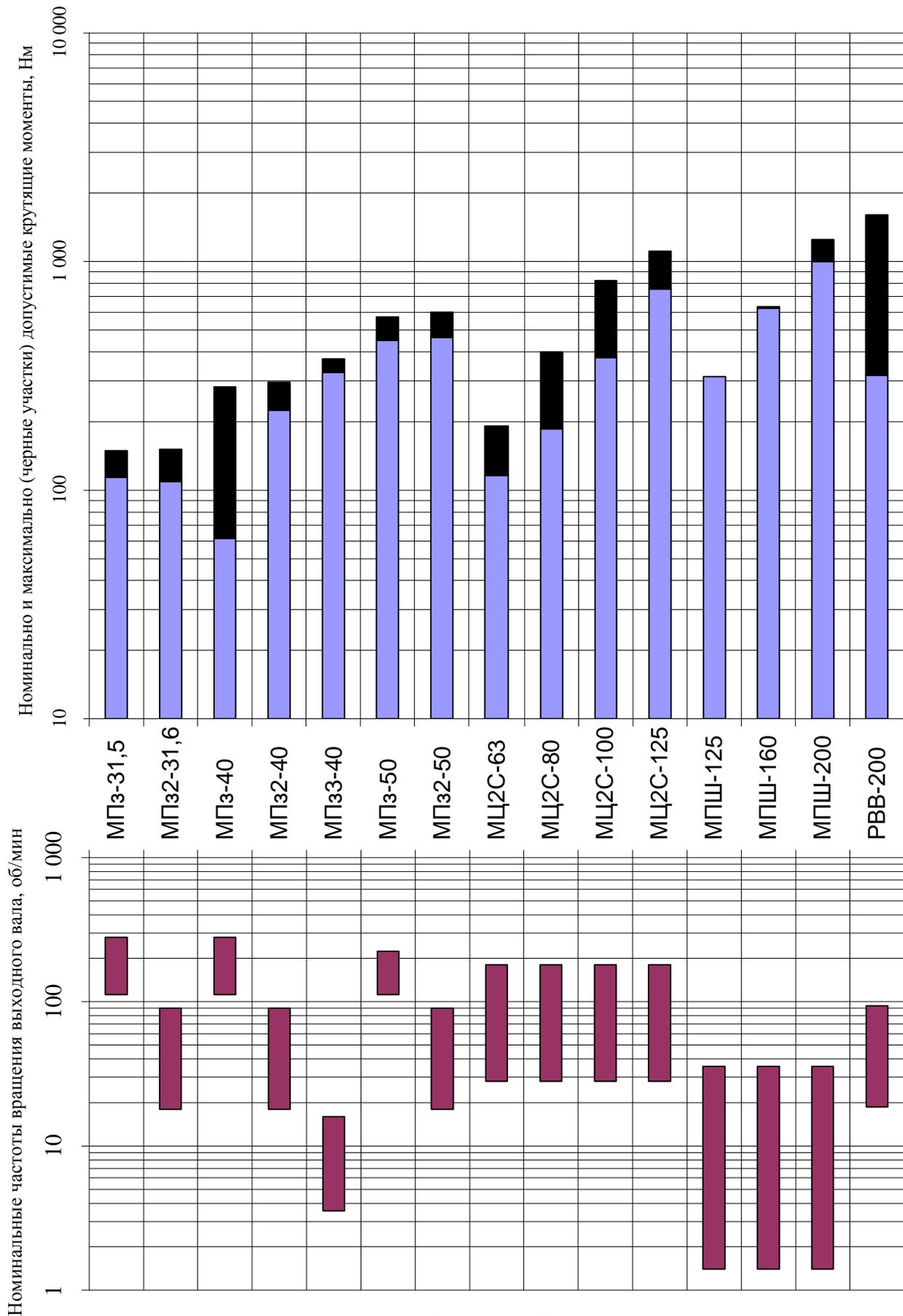
1.3. Предварительный выбор типа редуктора:

- по диаграмме (рис.1) отбираются типы редукторов, удовлетворяющие заданному передаточному числу;
- по диаграмме (рис.2) из номенклатуры редукторов, определенной по передаточному числу, отбираются типы, передающие заданный крутящий момент.

Диапазон номинальных передаточных чисел и крутящих моментов на выходных валах редукторов (логарифмические шкалы).



Диапазон номинальных частот вращения выходных валов и крутящих моментов на выходных валах мотор-редукторов (логарифмические шкалы).



1.4. Окончательный выбор типа редуктора производится с учетом следующих отличительных особенностей отдельных типов.

1.4.1. Расположение осей входного и выходного валов:

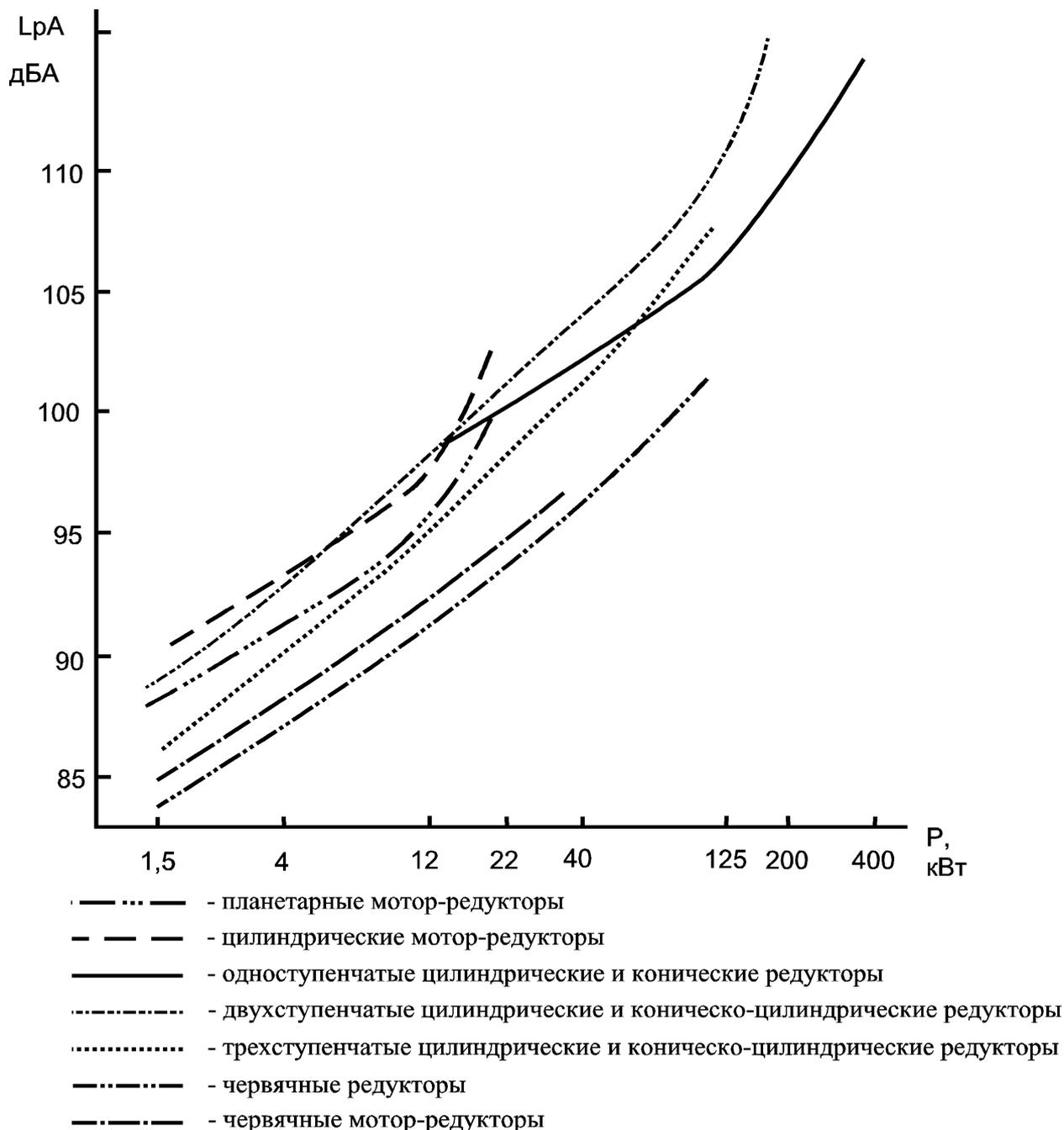
- перекрещивающееся – у червячных одноступенчатых и червячно-цилиндрических;
- пересекающееся – у конических и коническо-цилиндрических;
- параллельное – у цилиндрических и червячных двухступенчатых;
- соосное – у соосных и планетарных.

1.4.2. Уровень шума:

- наиболее низкий - у червячных;
- наиболее высокий – у цилиндрических и конических с высокой твердостью поверхностей зубьев.

Выбор уровня шума производить по данным из технических характеристик редукторов данного каталога или из ниже приведенного графика.

Ориентировочные значения уровня звуковой мощности редукторов и мотор-редукторов по ОСТ2-Н89-5-79



1.4.3. Коэффициент полезного действия:

- наиболее высокий – у планетарных и одноступенчатых цилиндрических;
- наиболее низкий – у червячных, особенно у двухступенчатых.

Червячные и глобоидные редукторы предпочтительно использовать в повторно-кратковременных режимах эксплуатации.

1.4.4. Материалоемкость в соответствии с ГОСТ 16162-78 для одних и тех же значений крутящего момента на тихоходном валу:

- наиболее высокая – у конических;
- наиболее низкая – у планетарных одноступенчатых.

1.4.5. Габариты при одних и тех же передаточных числах и крутящих моментах:

- наибольшие осевые – у соосных и планетарных;
- наибольшие в направлении, перпендикулярном осям, - у цилиндрических трехступенчатых;
- наименьшее радиальное – у планетарных.

1.4.6. Относительная стоимость руб/Нм для одних и тех же значений межосевых расстояний:

- наиболее высокая – у конических;
- наиболее низкая – у планетарных.

2. Выбор типа мотор-редуктора

2.1. Тип мотор-редуктора определяется аналогично типу редуктора, описанному в пункте 1.1.

2.2. Исходные данные:

- частота вращения выходного вала n_1 ;
- максимальный крутящий момент на выходном валу $T_{\text{макс}}$;
- режим эксплуатации;
- конструктивные и эксплуатационные особенности привода.

2.3. Предварительный выбор типа мотор-редуктора выполняется аналогично п. 1.3. по диаграмме (рис.3, 4).

1.4. Окончательный выбор типа мотор-редуктора выполняется с учетом п. 1.4.

3. Выбор типоразмера редуктора (мотор-редуктора)

3.1. Выбор типоразмера редуктора (мотор-редуктора) сводится к определению с помощью каталога его главного параметра, которым является:

- для цилиндрических и червячных одноступенчатых – межосевое расстояние a_w ;
- для конических – внешний длительный диаметр конического колеса d_c ;
- для планетарных - радиус водила R_h .

В случае многоступенчатых редукторов a_w , d_c и R_h относятся к выходной ступени.

3.2. Параметры выбираемого редуктора должны удовлетворять следующим условиям

$$T_{\text{ном}} \geq T_{\text{не}} \quad (1)$$

$$T_{\text{не}} = K_{\text{реж}} T_{\text{макс}} \quad (2)$$

$$F_{T_{\text{ном}}} \geq K_{\text{реж}} F_{T_{\text{макс}}} \quad (3)$$

$$F_{\sigma_{\text{б макс}}} \geq K_{\text{реж}} F_{\sigma_{\text{б макс}}} \quad (4)$$

$$\text{отсутствие перегрева} \quad (5)$$

3.2.1. Для мотор-редукторов должно удовлетворять условие

$$T_{\text{ном}} \geq T_{\text{макс}} \quad (6)$$

3.3. Для выбора типоразмера подсчитывается $T_{\text{не}}$ по формуле (2), затем по каталогу подбирается ближайшее к нему значение $T_{\text{ном}}$ удовлетворяющее условию (1).

3.4. Определение $K_{\text{реж}}$:

- для зубчатых редукторов (мотор-редукторов)

$$K_{\text{реж}} = K_{\text{дв}} K_{\text{пв}} K_{\text{с}} K_{\text{м}} K_{\text{рев}} \quad (7)$$

- для червячных редукторов (мотор-редукторов)

$$K_{\text{реж}} = K_{\text{дв}} K_{\text{пв}} K_{\text{с}} K_{\text{м}} K_{\text{рев}} K_{\text{ч}} \quad (8)$$

3.4.1. Исходные данные:

- тип редуктора;
- $T_{\text{макс}}$;
- наличие перегрузок, толчков;
- вид двигателя;
- $ПВ, \%$;
- время работы в сутки;
- вид приводимой машины;
- реверсивность или не реверсивность нагрузки;
- $F_{T_{\text{макс}}}$; $F_{\theta_{\text{макс}}}$;
- $R_{\text{терм}}$;
- $t_{\text{в}}$.

3.4.2. $K_{\text{дв}}$ определяется по таблице.

Группа 1 - электродвигатели, многоцилиндровые (не менее восьми цилиндров) двигатели внутреннего сгорания, турбины газовые или гидравлические.

Группа 2 - четырех-шести цилиндровые двигатели внутреннего сгорания, паровые турбины.

Группа 3 - одно-двух цилиндровые двигатели внутреннего сгорания.

Группа двигателей	$K_{\text{дв}}$
1	1,0
2	1,2
3	1,4

3.4.3. Определение $K_{\text{пв}}$ для:

- зубчатых редукторов (мотор-редукторов) производится - по таблице 1;
- для червячных - по таблице 2;
- для глобоидных типов $\mathbf{Ч}_r$ и $\mathbf{Ч}_{ог}$ в соответствии с ГОСТ 21164-75 и ГОСТ21164-75- по таблице 3.

таблица 1

ПВ, %	$K_{\text{пв}}$
100	1,00
60	0,90
40	0,80
25	0,70
15	0,67

таблица 2

ПВ, %;	$K_{\text{пв}}$
100	1,0
63	0,8
40	0,7
25	0,6
16	0,5

таблица 3

ПВ, %;	$K_{\text{пв}}$
100	1,00
63	0,80
40	0,63
25	0,50
16	0,40

3.4.4. Коэффициент K_c определяют по таблице

t, час	K_c
до 1	0,7
1-3	0,8
8-12	1,0
24	1,2

3.4.5. Коэффициент K_m определяют по таблице

Группа приводных машин	K_m
1	1,0
2	1,2
3	1,4

Группа 1. Работает без толчков, нагрузка почти не изменяется, 4-10 пусков в час.

$$\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{макс}}} = 1,5...2,0$$

К этой группе машин относятся электрические генераторы, ленточные пластинчатые и шнековые конвейеры, легкие подъемники, электротельферы, легкие вентиляторы, трубовоздуходувки, центробежные компрессоры, мешалки и смесители для веществ равномерной плотности, разливные и упаковочные машины, зубчатые насосы, фильтры, приводы подачи станков и т.п.

Группа 2. Работа с легкими и умеренными толчками, нагрузка в течение цикла меняется незначительно, 20-60 пусков в час.

$\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{макс}}} = 1,8...2,0$ К этой группе машин относятся тяжелые вентиляторы, поворотные устройства подъемных кранов, мешалки и смесители веществ с неравномерной плотностью, поршневые насосы с несколькими цилиндрами, главные приводы станков, деревообрабатывающие станки, центробежные насосы, оборудование мукомольных заводов и т.п.

Группа 3. Работа с сильными толчками, количество пусков в час до 120

$\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{макс}}} = 2,2...3,0$ К этой группе машин относятся одноцилиндровые компрессоры, штампы, ножницы гильотинные, приводы механизмов доменных печей, резиносмесители, шлифовальные и протяжные станки, грохоты, тяжелые центрифуги, блюминги, зуборезные станки, вибрационные механизмы, цементные мельницы, гидропульты, ударные дробилки, сукновальные машины, брикетные прессы машины для изготовления кирпича, вращающиеся трубчатые печи, вытяжные вентиляторы шахт, аппараты для размещения химически кристаллизующихся объектов и т.п.

Использование мотор-редукторов с машинами 2 и 3 групп не рекомендуется.

3.4.6. Определяется коэффициент реверсивности $K_{\text{рев}}$;

- для не реверсивной работы $K_{\text{рев}}=1,00$;

- для реверсивной $K_{\text{рев}}=0,75$.

3.4.7. Для червячных редукторов (мотор-редукторов) вводится коэффициент $K_{\text{ч}}$. При расположении червяка под колесом $K_{\text{ч}} = 1,0$, при расположении над колесом $K_{\text{ч}} = 1,2$. При расположении червяка сбоку колеса для получения надежных данных принимать $K_{\text{ч}} = 1,10$.

4. Проверка консольных нагрузок

4.1. Значение радиальных консольных нагрузок проверяется по условиям 3 и 4. В случае их не выполнения следует перейти к большему типоразмеру.

5. Проверка отсутствия перегрева

5.1. Проверка отсутствия перегрева в редукторах, работающих в продолжительном режиме, производится по условию:

$$P_{\text{макс}} \leq P_{\text{терм}} \frac{90 - t}{65} \quad (9)$$

5.2. Проверка отсутствия перегрева в редукторах, не имеющих вентиляторов и приводящих машины, работающие повторно-кратковременных режимах, производится по условиям:

$$P_{\text{макс}} \leq \frac{P_{\text{терм}}}{K_{\text{реж}}} \times \frac{90 - t}{65} \quad (10)$$

5.3. Проверка отсутствия перегрева в редукторах, имеющих вентилятор и работающих в повторно-кратковременных режимах, производится по условиям:

$$P_{\text{макс}} \leq \frac{P_{\text{терм}}}{K_{\text{реж}}} \quad (11)$$

Перечень редукторов, подлежащих проверке на отсутствие перегрева:

- цилиндрические одноступенчатые с межосевым расстоянием 160 мм и выше;
- цилиндрические двухступенчатые с межосевым расстоянием выходной ступени 314 мм и выше;
- планетарные одноступенчатые с радиусом водила 63 мм и выше;
- планетарные двухступенчатые с радиусом водила 125 мм и выше;
- червячные и глобоидные.

5.4 При несоблюдении условий 9...11 следует перейти к большему типоразмеру или предусмотреть дополнительные меры по охлаждению редуктора.