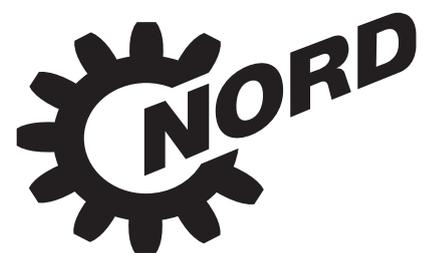


Intelligent Drivesystems, Worldwide Services



**G1000**

КОНСТАНТНЫЙ ЧИСЛО ОБОРОТОВ



DRIVESYSTEMS



## Выбор редуктора

Выбор редуктора предполагает использование асинхронных трехфазных электродвигателей либо однофазных электродвигателей переменного тока. При использовании других двигателей, пожалуйста, проконсультируйтесь со специалистами компании NORD.

Если изложенные в этом разделе важные предписания для выбора редуктора не соблюдаются, возможна перегрузка. В этом случае любые гарантийные обязательства не действуют.

При наличии вопросов свяжитесь с соответствующим отделом сбыта компании NORD, чтобы мы могли вместе с Вами проверить параметры редуктора. В интересах обеих сторон при любых условиях избегать возникновения проблем, связанных с перегрузкой редуктора.

## Критерии

Критериями для выбора являются:

1. Допустимая механическая передаваемая мощность  $P$  - она учитывается по каталогу в соответствующей таблице через коэффициент эксплуатации  $f_B$ . Определение требуемого коэффициента эксплуатации описывается в следующей главе.
2. Допустимая тепловая мощность (предельная тепловая мощность) — не должна превышать в течение длительного интервала времени (трех часов), чтобы не перегревался редуктор. Только у двухступенчатых редукторов, начиная с типоразмера SK 62 или SK 6282, и у трехступенчатых редукторов, начиная с типоразмера SK 73, SK 7382 или SK 9072.1, допустимая тепловая передаваемая мощность, возможно, соответствует предельной. Мы рекомендуем проконсультироваться с представителями NORD, чтобы выполнить более надежную проверку вашего варианта использования, при котором имеют место два или более из перечисленных ниже пунктов.
  - Вертикальное размещение (см. монтажные положения M2 или M4 на стр. A51)
  - Соединение двигателя по типу IEC или свободный приводной вал, тип W
  - Приводная мощность  $P_1 > 100 \text{ kW}$
  - Передаточное отношение  $i_{ges} < 20$  (у цилиндрико-конических редукторов  $i_{ges} < 40$ )
  - Частота вращения привода  $n_1 > 1500 \text{ min}^{-1}$
  - Повышенная температура окружающей среды ( $> 40^\circ \text{C}$ )

Если имеют место особые условия монтажа, как, например, установка редуктора в кожухе, тепловая радиация, ограниченное пространство и т.п., мы настоятельно просим обращаться в нашу компанию. Для борьбы с тепловой перегрузкой разработаны специальные меры (маслоохладители и т.п.). Мы готовы принимать запросы.

## Приводная мощность и коэффициент эксплуатации

Требуемая приводная мощность для соответствующего способа применения определяется путем измерения или расчета. Поэтому следует выбрать номинальную мощность двигателя  $P_1$ . Она, как правило, выше, чем требуемая приводная мощность, поскольку соблюдаются правила безопасности для особых эксплуатационных состояний соответствующего применения и номинальная мощность двигателей в общем случае выбирается из стандартного ряда мощностей. Кратковременные и редкие скачки крутящего момента могут не учитываться при выборе устанавливаемой номинальной мощности трехфазного электродвигателя. При работе трехфазного электродвигателя в комплекте с преобразователем частоты на выбор номинальной мощности влияют дополнительные факторы, здесь нам потребуется ваш подробный запрос.

В противоположность выбору электродвигателя, кратковременные и редкие скачки крутящего момента существенно влияют на нагрузку и выбор редуктора. Коэффициент эксплуатации  $f_B$  редуктора учитывает этот факт с достаточной точностью. На диаграмме 1 показан необходимый минимальный коэффициент эксплуатации  $f_{Bmin}$  в зависимости от ежедневной продолжительности работы привода, частоты включения  $Z$  и степени скачков крутящего момента A, B или C при применении.

\* Продолжительность работы час/день

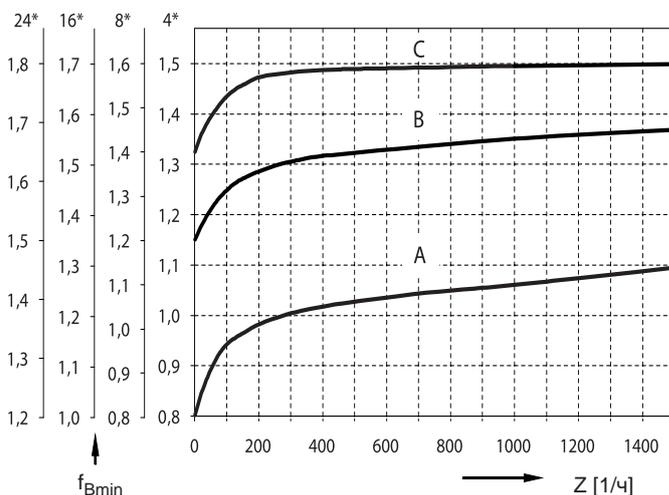


Диаграмма 1: Минимальный коэффициент эксплуатации  $f_{Bmin}$

В зависимости от равномерности работы и коэффициента ускорения масс различают три степени скачка. В то время как классификация равномерности работы описывает скачки крутящего момента от рабочей машины, коэффициент ускорения масс — максимальные нагрузки при включении. Последующее описание типичных примеров применения основано на большом опыте классификации равномерности работы.



## Выбор редуктора

### Классификация равномерности работы:

#### А) равномерный режим работы

Легкие шнековые конвейеры, вентиляторы, сборочные конвейеры, легкие ленточные транспортеры, маломощные мешалки, элеваторы, уборочные машины, расфасовочные машины, контрольные, ленточные конвейеры

#### В) неравномерный режим работы

Моточно-матальные машины, подающие механизмы для деревообрабатывающих станков, грузовые лифты, балансировочные машины, токарно-винторезные станки, мощные ленточные транспортеры, лебедки, раздвижные ворота, машины для удаления навоза из стойл, упаковочные машины, бетономешалки, механизмы передвижения крана, мельницы, гибочные прессы, шестеренные насосы

#### С) чрезвычайно неравномерный режим работы

Мешалки и смесители, ножницы, прессы, центрифуги, прокатные станы, мощные лебедки и подъемники, бегуны, камнедробилки, ковшовые элеваторы, вырубные станки, молотковые мельницы, эксцентриковые прессы, универсально-гибочные машины, рольганги, очистные и выгребные барабаны, измельчающие машины, шредеры, встряхивающие устройства

Степень скачка зависит от равномерности работы и коэффициента ускорения масс  $m_{af}$  согласно следующей таблице. При этом указывается соответствующая максимальная степень скачка из режима работы и коэффициент ускорения масс. (Пример: неравномерный режим работы и  $m_{af} = 0,2$  соответствует степени броска В)

### Коэффициент ускорения масс $m_{af}$

Степень скачка	Режим работы	Коэффициент ускорения масс
А	равномерный режим работы	$m_{af} \leq 0,25$
В	неравномерный режим работы	$0,25 < m_{af} \leq 3$
С	чрезвычайно неравномерный режим работы	$3 < m_{af} \leq 10$

При этом фактор ускорения масс  $m_{af}$  составляет:

$$m_{af} = \frac{J_{ex.red.}}{J_{Mot.}} = \frac{J_{ex.}}{J_{Mot.}} \cdot \left( \frac{1}{i_{ges}} \right)^2$$

$J_{ex.}$  все внешние моменты инерции масс

$J_{ex.red.}$  все внешние моменты инерции масс, действующие на электродвигатель

$J_{Mot.}$  момент инерции масс электродвигателя

$i_{ges}$  передаточное отношение редуктора

Коэффициент ускорения масс  $m_{af}$  отображает соотношение внешних масс со стороны выходного вала и быстроходных масс со стороны входного вала. Коэффициент ускорения масс имеет существенное влияние на скачки крутящего момента в редукторе при запуске и торможении и на степень вибрации. Внешние моменты инерции массы включают также нагрузку, например, вес транспортируемого груза на ленточных транспортерах. При  $m_{af} > 10$ , при большом зазоре в передаточных элементах, вибрациях в системе, при неясностях по степени загрузки или в спорных случаях, пожалуйста, обратитесь в компанию NORD. Коэффициент эксплуатации  $f_B$  редуктора приведен в обзоре мощности и числа оборотов при соответствующем числе оборотов. Коэффициент эксплуатации представляет собой соотношение максимального крутящего момента выходного вала редуктора  $M_{2max}$  и крутящего момента выходного вала  $M_2$ , полученного из установленной мощности двигателя  $P_1$ , числа оборотов выходного вала  $n_2$  и к.п.д. редуктора  $\eta$ .

$$M_2 = \frac{9550 \cdot P_1 \cdot \eta}{n_2} \text{ [Nm]} \quad P_1[\text{kW}], n_2[\text{min}^{-1}]$$

$$f_B = \frac{M_{2max}}{M_2}$$

$$P_1 = \frac{M_2 \cdot n_2}{\eta \cdot 9550} \text{ [kW]} \quad M_2[\text{Nm}], n_2[\text{min}^{-1}]$$

При правильном выборе редуктора коэффициент эксплуатации из обзора мощности и числа оборотов больше или равен минимальному коэффициенту эксплуатации  $f_{Bmin}$  согласно диаграмме 1.

$$f_B \geq f_{Bmin}$$

Цилиндрические соосные редукторы, цилиндрические редукторы с параллельными валами и цилиндрические конические редукторы имеют очень высокий к.п.д. (прибл. 98% либо  $\eta=0,98$  в зависимости от ступени редуктора). В связи с этим использование в расчетах величины к.п.д. редуктора  $\eta=1,0$  ведет, как правило, к достаточно точным результатам. Для цилиндрических редукторов к.п.д. редуктора  $\eta$  приведен в таблицах мощности и передаточных отношений для соответствующего числа оборотов выходного вала  $n_2$ .

У редукторов со свободным приводным валом, тип W, установленная приводная мощность  $P_1$  должна составлять не более:

$$P_1 = \frac{M_{2max} \cdot n_2}{9550 \cdot f_{Bmin} \cdot \eta} \text{ [kW]} \quad M_{2max}[\text{Nm}], n_2[\text{min}^{-1}]$$

При этом максимальная приводная мощность  $P_{1max}$  не должна превышать.

$$P_1 \leq P_{1max}$$



## Выбор редуктора

В таблицах мощности и передаточных отношений приводится соответствующее число оборотов выходного вала  $n_2$ , максимальный крутящий момент выходного вала редуктора  $M_{2max}$  и максимальная мощность двигателя  $P_{1max}$ .

При использовании в конструкции привода встроенного электромагнитного тормоза, при выборе редуктора также следует учитывать тормозной момент. В случаях подбора редуктора для устройств с относительно высокими внешними моментами инерции масс ( $m_{af} > 2$ ) – как, например, во многих случаях при ходовых приводах, поворотных механизмах, поворотных столах, приводах ворот, мешалках, поверхностных аэраторах – рекомендуется выбирать тормозной момент таким образом, чтобы он был не более 1,2 номинального момента двигателя. Если используются более высокие тормозные моменты, необходимо учитывать это при выборе редуктора. Просим в этом случае отправить запрос.

Энергоэкономичные электродвигатели класса EFF1 и EРАct (см. стр. F14) имеют хорошие резервы по мощности и могут, если это требуется в определенных случаях и не ограничивается в отношении электроэнергии, длительное время работать с мощностью, значительно превышающую номинальную. При необходимости это следует учитывать при выборе редуктора.

Специальные нестандартные случаи применения и особые исключительные режимы работы, например, блокировка, наезд на твердые упоры, реверсирование на ходу, меняющиеся нагрузки во время простоя, передаточные числа повышающей передачи должны особым образом учитываться при выборе редуктора. Просим в этом случае отправить запрос.

### Специально для червячных редукторов:

При расчете червячных редукторов следует учитывать, что при скачках крутящего момента, противоположно направленным крутящим моментам выходного вала и более высоких коэффициентах ускорения масс  $m_{af}$  в результате самоторможения следует принципиально использовать многоходовые червяки. Число заходов червяка  $z_1$  приводится в таблицах мощности и передаточных отношений. Это относится к:

$m_{af} \leq 0,25$	все значения числа заходов червяка возможны
$m_{af} \leq 3,00$	рекомендуется число заходов червяка $z_1 \geq 3$
$m_{af} \leq 10,00$	рекомендуется число заходов червяка $z_1 \geq 6$

Наряду с коэффициентом эксплуатации  $f_{Bmin}$  из диаграммы 1 (стр. А6) для червячных редукторов следует учитывать коэффициент эксплуатации  $f_{B1}$  для температуры окружающей среды  $T_U$ , а также коэффициент эксплуатации  $f_{B2}$  для количества включений (ED) в час. Из диаграмм 2 и 3 берутся коэффициенты  $f_{B1}$  и  $f_{B2}$ .

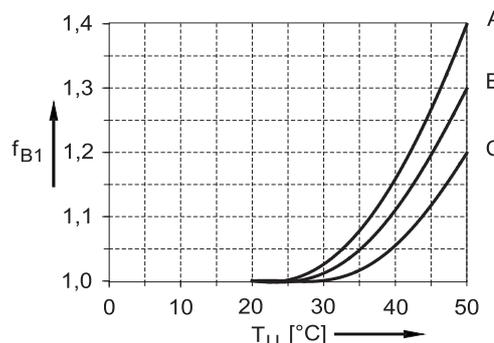


Диаграмма 2: Коэффициент эксплуатации  $f_{B1}$

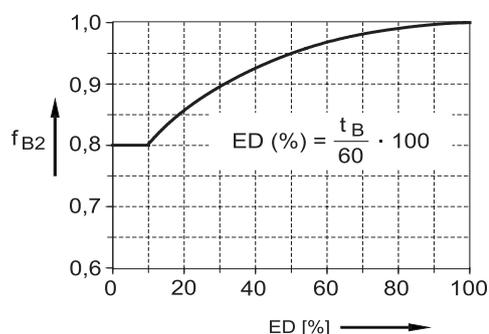


Диаграмма 3: Коэффициент эксплуатации  $f_{B2}$   
ED = количество включений  
 $t_B$  = время нагрузки в мин/ч

При правильном выборе редуктора коэффициент эксплуатации  $f_B$  из обзора мощности и числа оборотов больше или равен произведению из минимального коэффициента эксплуатации  $f_{Bmin}$  и коэффициентов  $f_{B1}$  и  $f_{B2}$ .

$$f_B \geq f_{Bmin} \cdot f_{B1} \cdot f_{B2}$$

У червячных редукторов со свободным приводным валом, тип W, установленная приводная мощность  $P_1$  должна составлять не более:

$$P_1 = \frac{M_{2max} \cdot n_2}{9550 \cdot f_{Bmin} \cdot f_{B1} \cdot f_{B2} \cdot \eta} \text{ [kW]} \quad \begin{matrix} M_{2max} \text{ [Nm]} \\ n_2 \text{ [min}^{-1}] \end{matrix}$$

При этом максимальная приводная мощность  $P_{1max}$  не должна превышать.

$$P_1 \leq P_{1max}$$

В таблицах мощности и передаточных отношений приводится для соответствующего числа оборотов выходного вала  $n_2$  максимальный крутящий момент выходного вала редуктора  $M_{2max}$ , к.п.д. редуктора  $\eta$  и максимальная мощность двигателя  $P_{1max}$ . К.п.д. редуктора  $\eta$  используется в приведенной выше формуле как коэффициент, например,  $0,9 = 90\%$ .



## Выбор редуктора

### Радиальные и осевые силы

В таблицах обзора мощности и числа оборотов приведены допустимые радиальные  $F_R$  и осевые  $F_A$  силы, которые могут воздействовать на выходной вал. Для многих типов редукторов в качестве опции поставляются усиленные подшипники выходного вала. Радиальные и осевые силы при усиленных подшипниках обозначены в таблицах как VL.

Указанные радиальные и осевые силы действительны для редукторов со сплошным валом, предназначенных для крепления на лапах и фланцевого монтажа. Силовые характеристики приведены для случая, когда радиальная и осевая сила действуют не одновременно.

Кроме того, в основе силовых характеристик, представленных в таблицах обзора мощности и числа оборотов, лежит коэффициент для радиальных и осевых сил  $f_{BF}=1$ . При импульсном характере сил и длительном времени эксплуатации ( $> 8$  часов/день) необходимо учитывать также для радиальных и осевых сил соответствующий коэффициент  $f_{BF}>1$ . Допустимые радиальные  $F_R$  и осевые  $F_A$  силы уменьшаются в этом случае соответствующим образом.

Данные по радиальной силе указываются для приложения силы в середине конца вала. При определении допустимых радиальных сил было выбрано самое неблагоприятное направление приложения сил и направление вращения. При определении допустимых осевых сил было также выбрано неблагоприятное направление приложения сил и вращения. Более высокие значения радиальных сил возможны - в таком случае мы просим указать данные по действительному приложению силы и направлению вращения, а также требуемому сроку службы.

Если на выходной вал будут насаживаться передаточные элементы, то при определении возникающей радиальной силы необходимо учитывать соответствующий коэффициент ( $f_z$ ).

### Коэффициент радиальной силы $f_z$

Передаточные элементы	$f_z$	Указания
Зубчатые колеса	1,1	$z \leq 17$ зубьев
Цепные колеса	1,4	$z \leq 13$ зубьев
Цепные колеса	1,2	$z \leq 20$ зубьев
Узкоклимменные ременные шкивы	1,7	Посредством силы предвари-тельного натяжения
Плоскоремменные шкивы	2,5	

Возникающая радиальная сила на валу редуктора определяется следующим образом:

$$F_{Rvorh} = \frac{2 \cdot M_2}{d_o} \cdot f_z \leq F_R$$

$F_{Rvorh}$  имеющаяся радиальная сила на валу редуктора [kN]

$F_R$  допустимая радиальная сила согл. таблицам мощности и числа оборотов [kN]

$M_2$  крутящий момент на выходном валу редуктора [Nm]

$f_z$  коэффициент из таблицы

$d_o$  активный диаметр выходного вала [mm]

Если сила приложена не к середине вала, то допустимую радиальную силу можно пересчитать с помощью уравнений I и II для любой расположенной на валу точки "x".

Уравнение I  $F_{RXL} = \frac{z}{y+x} \cdot F_R$

Уравнение II  $F_{RXW} = \frac{c}{(f+x) \cdot 1000}$

$F_{RXL}$  допустимая радиальная сила в точке x - срок службы подшипников [kN]

$F_{RXW}$  допустимая радиальная сила в точке x - прочность вала [kN]

$F_R$  Радиальная сила из таблиц мощности и числа оборотов, сила приложена к середине вала [kN]

x расстояние от буртика вала до точки приложения силы [mm]

c [Nmm]

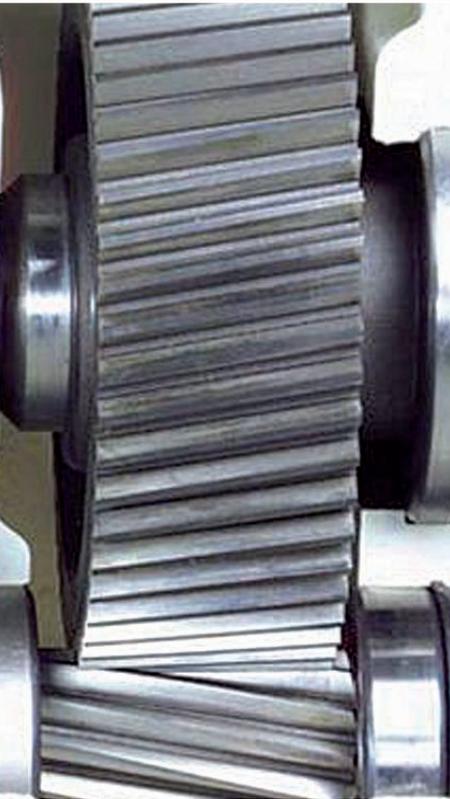
$c_{VL}$  [Nmm]

f Коэффициенты, см. таблицы на стр. A64-A65 [mm]

y [mm]

z [mm]

При этом следует иметь в виду, что в основном расчеты производятся с помощью уравнения I (срок службы) и уравнения II (прочность вала), причем меньшее значение следует указывать как допустимое.



**NORD**  
DRIVESYSTEMS