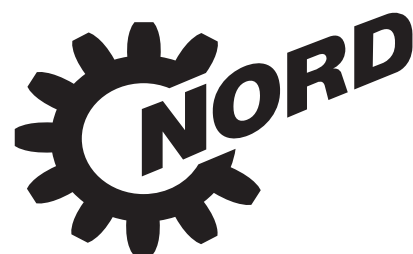


Intelligent Drivesystems, Worldwide Services



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

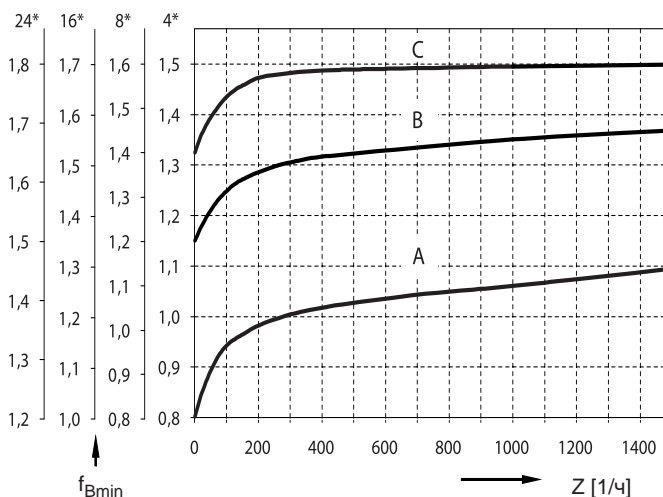


Диаграмма 1: Минимальный коэффициент эксплуатации f_{Bmin}

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 η .

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

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

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

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 червячных редукторов к.п.д. редуктора η 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} .

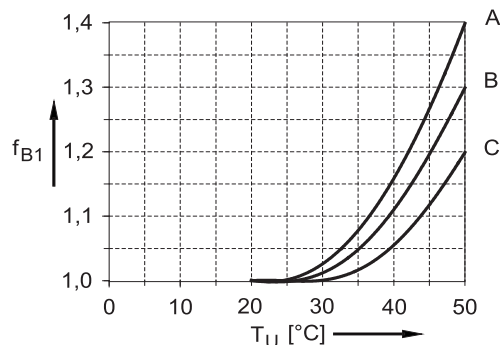


Диаграмма 2: Коэффициент эксплуатации f_{B1}

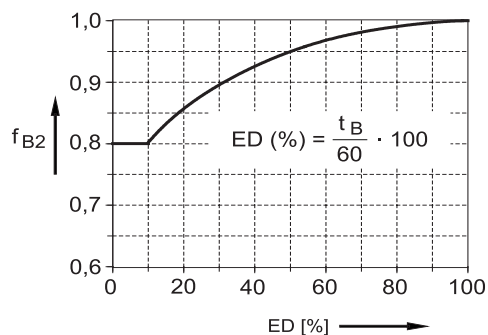


Диаграмма 3: Коэффициент эксплуатации f_{B2}
ED = количество включений
 t_B = время нагрузки в мин/ч

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 η и максимальная мощность двигателя P_{1max} . К.п.д. редуктора η 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