

Комплектный автоматизированный электропривод. Редукторы и мотор-редукторы. Основные сведения. Классификация. Выбор

Основные сведения.

Механические передачи, зубчатые и червячные, предназначены для согласования параметров передаваемой мощности от двигателей к исполнительным механизмам.

Благодаря своей надежности, долговечности и простоте обслуживания, наибольшее применение нашли зубчатые передачи. Червячные передачи используются реже, из-за низких значений к.п.д.¹ Достоинством червячных передач является возможность получения больших значений передаточных чисел в одной ступени.

Основные параметры, тип передачи, конструкция, компоновочное решение зубчатых и червячных передач зависит от его места в силовой цепи привода, величин передаваемого момента и частоты вращения, назначения привода, условий эксплуатации, характера работы, как приводного двигателя, так и ведомого механизма.

Точный учет всех этих факторов возможен при проектировании специальных передач (*специальные редукторы и мотор-редукторы*), и выполняется для специальных приводов, когда требования соответствия заданным параметрам (габаритные размеры, возможность встраивания в исполнительный механизм и т.п.) намного весомее, чем требования к технологичности и себестоимости. На стандартизированных производствах, в подавляющем большинстве случаев, используются стандартные зубчатые и червячные передачи, выполненные в виде самостоятельного устройства, помещенные в герметичный корпус (*редукторы общемашиностроительные*), сопряженные с асинхронным электродвигателем (*мотор-редукторы общемашиностроительные*).

Число разновидностей редукторов, из-за большого разнообразия их применений в различных приводах и разных отраслях машиностроения достаточно велико.

Классификация редукторов и мотор-редукторов.

Основные признаки (рис.1²), по которым классифицируются *редукторы и мотор-редукторы* следующие:

- тип передачи (зубчатая, червячная);
- тип зубчатого колеса (цилиндрическое, коническое);

¹ Если к.п.д. червячной передачи ниже 50% то проявляется так называемый эффект самоторможения. С целью предотвращения поломки редуктора, применение таких червячных передач рекомендуется только в случаях, когда обратные моменты отсутствуют или незначительны.

² Рисунки получены с помощью «[Электронного каталога ELCAT](http://privodi.ru/apps.htm)». Электронный каталог распространяется свободно. Ссылка для скачивания <http://privodi.ru/apps.htm>,

- относительное расположение геометрических осей входного и выходного валов в пространстве (соосные (1), с параллельными валами (2), с пересекающимися валами (3 цилиндро-конические), с скрещивающимися валами (4 цилиндро-червячные)). Отличия по основным признакам лежат в основе проектирования стандартизированных рядов редукторов и мотор-редукторов – серий.

В пределах серии редукторы классифицируются по дополнительным признакам – модификации редукторов:

- передаточное число;
- число ступеней;
- положение геометрической оси выходной ступени в пространстве (горизонтальное, вертикальное);
- способ соединения с приводным двигателем;
- способ соединения с рабочим механизмом;
- способ установки;
- способ охлаждения;
- нагрузочная способность валов.

И специальным признаками - специализированные исполнения:

- условия окружающей среды;
- специальные размеры;
- условия эксплуатации во взрывоопасных и химически агрессивных средах.

Иногда модификации редукторов с суженным диапазоном по дополнительным признакам, повышенными показателями по технологичности и пониженными показателями по стоимости группируются в подсерии (5, 6).

Редукторы основные детали и узлы, которых применяются при конструировании и изготовлении модификаций и специализированных исполнений составляют базовый ряд серии – типоразмеры (7). Сопряженные с асинхронным двигателем стандартного ряда (8) типоразмеры редукторов составляют базовый ряд серии мотор-редукторов.

По отличительным признакам асинхронных электродвигателей, мотор-редукторы классифицируются по коэффициенту полезного действия (9 стандартные и энергосберегающие³), односкоростные и многоскоростные (10 с переключением числа полюсов 2/4, 2/8), по номинальному напряжению питания (11). Асинхронные двигатели могут соединяться с редуктором напрямую, когда выходной вал асинхронного двигателя является входным валом редуктора или с помощью муфты (12 адаптер ИЕС)⁴.

Основные требования предъявляемые к редукторам в части режимов эксплуатации: продолжительность эксплуатации в сутки; характер нагрузки (постоянная, переменная, одного направления вращения, реверсивная); общий ресурс работы; допускаемые перегрузки; максимально допустимое число включений в час, относятся к редукторам базового ряда.

³ Асинхронные электродвигатели с повышенным коэффициентом полезного действия, соответствующих классу EFF1 соглашения СЕМЕР, мощностью до 90 кВт включительно

⁴ Адаптер ИЕС предполагает возможность сопряжения редуктора с двигателем, установочно-присоединительные размеры, которого соответствуют стандартному ряду.

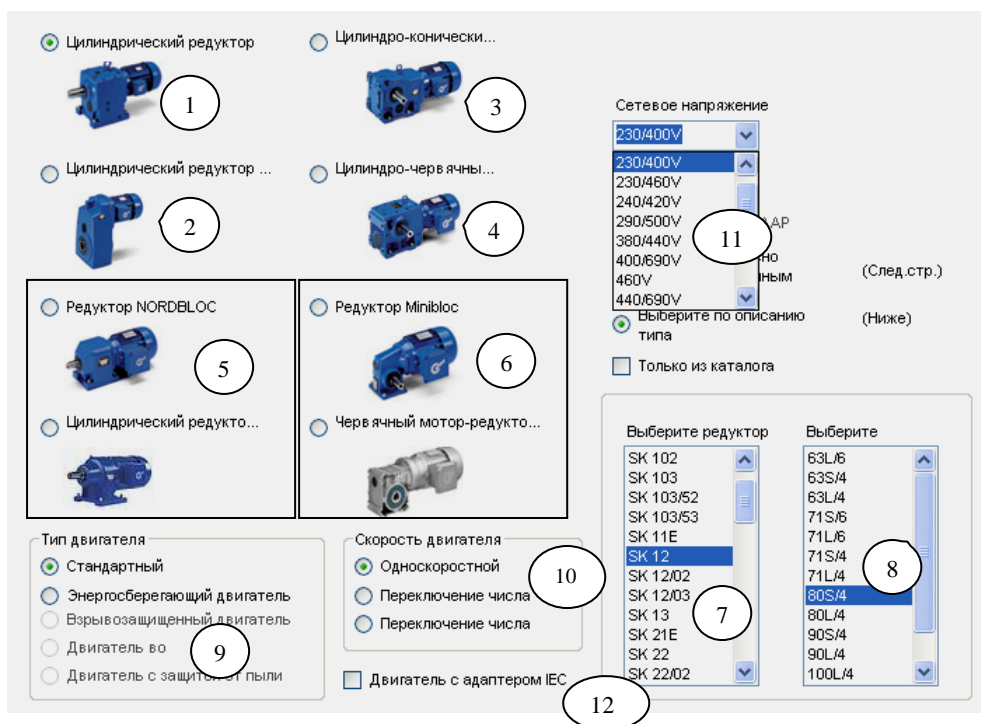


Рис. 1

Критерии работоспособности.

Передача крутящего момента в зубчатых редукторах происходит при непосредственном контакте двух и более зубьев, зубчатого колеса, зубчатой шестерни, червяка. В зацеплении зуб испытывает воздействие сложных напряжений на контакт, изгиб, кручение, трение. Действие этих сил носит прерывистый характер во времени и изменяются от нуля до некоторого максимального значения, за период зацепления.

Точки наложения сил изменяются по всей поверхности зацепления. Величины сил зависят от геометрии зуба в точке непосредственного контакта, от реакции валов, опор, корпусов, которые в свою очередь зависят от сил действующих в зацеплении.

Однако решающее влияние на работоспособность зуба, и следовательно на работоспособность всей передачи в целом, оказывают две силы: сила, создающая контактные напряжения и сила, создающая напряжения на изгиб.

С течением времени контактные напряжения приводят к появлению микротрещин. Если зацепление происходит в масляной среде, то масло попадает в микротрещины в зоне контакта. Когда микротрещина закрывается, давление масла в ней резко повышается, что приводит к дальнейшему увеличению трещины. Проявляется так называемый эффект усталостного выкрашивания рабочих поверхностей зубьев. Действие прерывистых сил, является причиной появления напряжений на изгиб, которое приводит к поломке зуба.

Проектирование зубчатых передач предполагает проведение расчетов обеспечивающих нормальную работу передачи при заданных нагрузках на весь срок службы.

Применяемые методы расчета зубчатых зацеплений, базируются на одних и тех же теоретических предпосылках. Основой для проведения расчетов является определение величин, характеризующих нагрузку зубчатой передачи.

С учетом того, что нагрузка на зубчатую передачу в исключительных случаях бывает статической, в рассмотрении вводится величина расчетной нагрузки, учитывающей динамические (ударные) нагрузки.

Строгий математически и физически обоснованный учет влияния динамических факторов предполагает учет как внутренних динамических нагрузок, присущих самой зубчатой передаче, так и внешних динамических нагрузок, определяемых режимами работы приводного двигателя и исполнительного механизма.

Если учет внутренних динамических факторов возможен после принятия компоновочного решения, назначения материалов, размеров и точностей обработки⁵, то учет внешних нагрузок, особенно для редукторов общемашиностроительного применения невозможен в принципе, поскольку неизвестен тип исполнительного механизма, характер его работы, условия эксплуатации.

Однако при всем разнообразии применений и условий эксплуатации, как показал опыт проектирования и эксплуатации, большинство режимов нагружения машин и механизмов, определяющих работу редукторов можно сгруппировать, по: коэффициенту ускорения масс и числу циклов нагружения (продолжительности работы в сутки, числу включений в час), с введением, так называемого коэффициента нагрузки (эксплуатационный коэффициент, сервис-фактор).

Предполагается, что произведение номинальной нагрузки M_n на коэффициент нагрузки f_B ⁶, определяет такую величину постоянной (статической) нагрузки $M_{к.расч.}$, которая по своему воздействию эквивалентна, передаваемой динамической, и по величине меньше или равно, максимально допустимой величине передаваемого постоянного крутящего момента M_{max} , при данном передаточном отношении, рассчитанного из условия обеспечения заданного срока службы

$$M_{к.расч.} = M_n \times f_B \leq M_{max} \quad (I)$$

Номинальный передаваемый крутящий момент

$$M_n = \frac{9550 \times P_1 [кВт] \times \eta [Нм]}{n_2 [об/мин]} \quad (I.I)$$

где P_1 - выходная мощность приводного двигателя (асинхронного электродвигателя)

n_2 - скорость тихоходного вала редуктора,

η - к.п.д. передачи.

Поскольку величины радиальных и осевых сил нагружающих валы и подшипники, определяются величиной передаваемого момента, то

⁵ Предполагается, что учет внутренних динамических факторов работы, вызванные внутренними факторами, такими как возможные деформации, неточности изготовления и т.п. учтены при изготовлении.

⁶ Единой общепринятой методики определения коэффициента нагрузки в настоящее время нет. Разные производители руководствуются разными соображениями при назначении коэффициента нагрузки. Различны степень детализации при группировке механизмов и машин, число и величина, учитываемых факторов, сложность расчетов.

Нагрузочные коэффициенты, назначенные разными производителями, не подлежат сравнению.

дополнительным критерием выбора редуктора, являются максимально допустимые величины, радиальных $F_{R.max}$ и осевых $F_{A.max}$ усилий, рассчитанных из условия обеспечения прочности входного и выходного валов, и срока службы подшипников Lh .

Составляющие коэффициента нагрузки⁷.

В общем случае определение коэффициента нагрузки предполагает определении его составляющих:

1. коэффициента, учитывающего режим нагружения ведущей машины $K_{нд}$ (таблица 1);
2. коэффициента, учитывающего режим нагружения ведомого механизма $K_{нм}$ (таблица 2);
3. коэффициента, учитывающего продолжительность работы в сутки $K_{нс}$ (таблица 3);
4. коэффициента, учитывающего число циклов нагружения в час⁸ $K_{нц}$ (таблица 4).

По характеру работы, приводные двигатели могут быть сгруппированы согласно таблице 1.

Таблица 1

Режим нагружения двигателя	Приводной двигатель	$K_{нд}$
Равномерный	электродвигатели, паровые и газовые турбины при стабильных режимах эксплуатации и небольших пусковых моментах	1,00
С малой неравномерностью	гидравлические двигатели, паровые и газовые турбины при больших часто возникающих пусковых моментах	1,10
Со средней неравномерностью	двигатели внутреннего сгорания 4-х, 6-ти цилиндры	1,25
С значительной неравномерностью	двигатели внутреннего сгорания 1 - 3-х цилиндры	1,50

Коэффициент $K_{нм}$, определяет ухудшение условий работы редуктора, связанные с динамическими (ударными) нагрузками при работе приводного механизма. Строгий расчет этого коэффициента основан на определении моментов инерций⁹ всех вращающихся частей исполнительного механизма.

⁷ Приведенные далее значения для коэффициентов носят справочный характер. При проведении практических расчетов следует пользоваться, соответствующими рекомендациями производителя.

⁸ Число циклов равно сумме чисел включения и выключения. При применении двигателя с тормозным устройством число циклов рекомендуется удваивать.

⁹ Для упрощения анализа и расчетных соотношений реальная механическая система заменяется эквивалентной, в которой остается неизменной поведение той части, которая является определяющей, для работы всей системы в целом, обычно приводного двигателя. Механическое поведение двигателя характеризуется соотношениями выходных момента M_d , скорости

Расчетная величина, определяющая режим работы и коэффициент K_{HM} - коэффициент ускорения масс:

$$m_{af} = \frac{J_{Cnp}}{J_D};$$

J_{Cnp} - внешние моменты инерции, приведенные к валу двигателя;

J_D - момент инерции двигателя.

Режим	m_{af}	K_{HM}
А Стандартный	$\leq 0,25$	1,0
В Средний	$\leq 3,00$	1,2
С Тяжелый	$\leq 10,00$	1,5

На практике расчет моментов инерций, затруднителен. Кроме того, очевидно, что между коэффициентами K_{HM} , K_{HC} , $K_{HЦ}$ существует внутренняя взаимосвязь. Причем эта взаимосвязь носит нелинейный характер.

Поэтому на практике, определение коэффициента нагрузки удобнее проводить в следующей последовательности.

Сначала по таблице 2 определяется режим нагружения, в зависимости от применения.

Таблица 2

Режим	Применимо к механизмам	
А Стандартный	✓ легкие винтовые конвейеры	✓ лифты
	✓ вентиляторы	✓ очистные машины
	✓ сборочные линии	✓ наполнительные машины
	✓ легкие ленточные конвейеры	✓ контрольно-измерительные машины
	✓ маленькие мешалки	
В Средний	➤ моталки	➤ раздвижные двери
	➤ механизмы подачи деревообработке	➤ скребки для удаления навоза
	➤ кухонные лифты	➤ упаковочные машины
	➤ балансировочный станок	➤ бетономешалки
	➤ резьбонарезной станок	➤ приводы для перемещения кранов
	➤ мешалки и смесители	➤ мельницы

ω_D (мощность) и моментом инерции вращающихся частей J_D . Приведение крутящих моментов M_C при скорости ω_C и моментов инерций J_C ведомых механизмов к скорости двигателя основывается на неизменности мощности и кинетической энергии реальной и эквивалентной систем.

$$M_{C,np} = \frac{M_C}{\eta} \times \frac{\omega_C}{\omega_D}; \quad J_{C,np} = J_C \times \left(\frac{\omega_C}{\omega_D} \right)^2; \quad \eta - \text{к.п.д. передачи.}$$

Общепринятые допущения: система жесткая, без зазоров, момент инерции передачи, к.п.д. и передаточное отношение постоянны во времени. К.п.д. при приведении моментов инерций не учитывается.

	средние	
	➤ тяжелые конвейеры	➤ ленточные конвейеры
	➤ лебедки	➤ шестеренные насосы
С Тяжелый	❖ мешалки с высокой вязкостью	❖ ковшовые элеваторы
	❖ ножницы	❖ устройства крепления спиралью
	❖ измельчители	❖ гибочные машины
	❖ прессы	❖ молотковые дробилки
	❖ центрифуги	❖ эксцентриковый пресс
	❖ рулонные установки	❖ рольганг
	❖ тяжелые лебедки и лифты	❖ галтовочные барабаны
	❖ дробилки	❖ вибраторы
	❖ камнедробилки	❖ экструдеры

Затем по графикам (рис 2¹⁰) определяется коэффициент нагрузки в соответствии с предположительной продолжительностью работы в сутки и числом циклов нагружения¹¹.

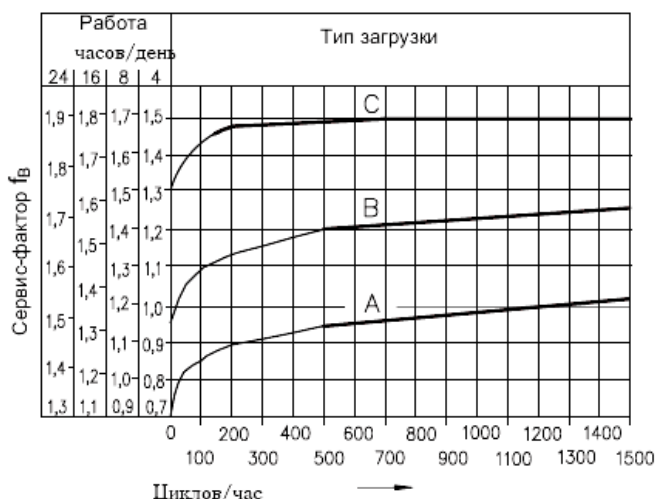


Рис. 2

¹⁰ Каталог G 1000 Getriebebau Nord

¹¹ Таким образом, коэффициент эксплуатации (или сервис-фактор) задает перегрузочную способность редуктора, рассчитывается как отношение максимального допустимого момента редуктора над номинальным моментом и определяет способность редуктора к безаварийной эксплуатации в течение срока службы.

Стандартно задаваемый срок службы ≈ 15 лет с вероятностью безотказной работы $\approx 0,95\%$ при проведении капитального ремонта, и текущих ремонтов согласно технической документации. Сервис-фактор полуэмпирический интегральный коэффициент учитывающий влияние внешних статических и динамических нагрузок на работу редуктора.

Таких как:

- приложенные статические крутящие и изгибающие моменты или силы на зубчатые колеса, шестерни, быстроходный и тихоходный валы;
- приложенные динамические моменты и силы, задаваемые внешними суммарными инерционными массами, продолжительностью работы в сутки, цикличностью работы (число вкл.+выкл. в час) рабочей машины и т.д.

Еще удобнее, определение коэффициента нагрузки реализовано в электронном каталоге (рис. 3).

Коэффициент нагрузки (1) определяется в диалоговом окне, которое загружается после нажатия кнопки (2), установкой переключателя режима нагрузки (3), соответствующего применению (4), переключателя продолжительности работы (5), и вводу числа циклов нагружения в час в поле (6).

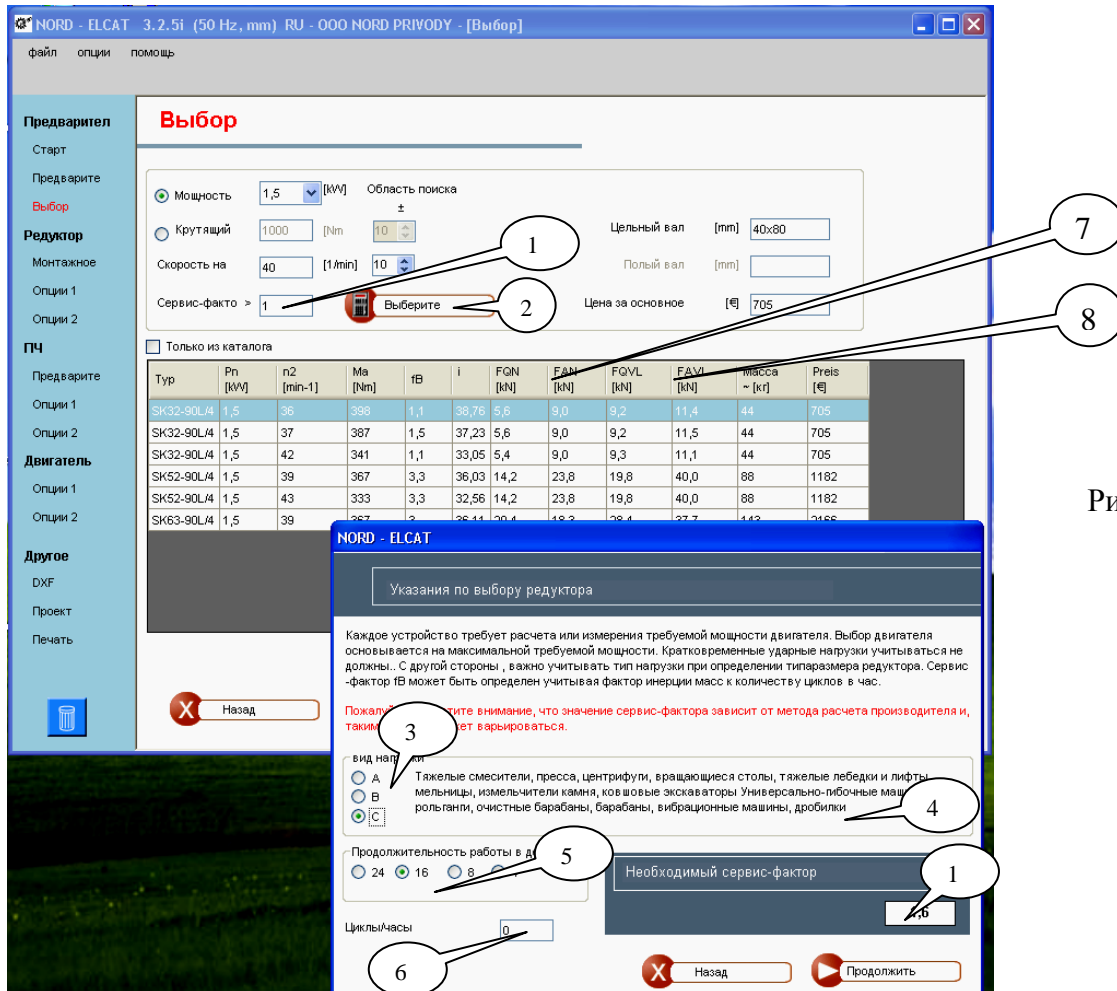


Рис. 3

Для червячных редукторов из-за низких значений к.п.д. и вследствие этого высокого нагрева дополнительно определяются составляющие коэффициента нагрузки, учитывающие температуру окружающей среды (рис. 4), и продолжительность включения (рис.5)

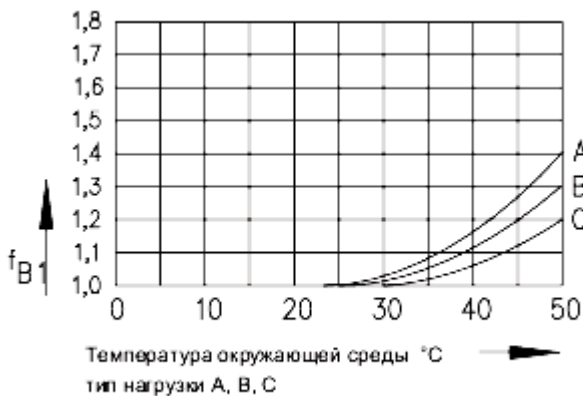


Рис. 4



Рис.5

Коэффициент нагрузки привода¹² $f_{B\Sigma} = f_B \times f_{B1} \times f_{B2}$

К.п.д. червячных передач повышается с увеличением числа заходов червяка. Поэтому при выборе червячной передачи нужно руководствоваться рекомендациями производителя по выбору числа заходов червяка в зависимости от режима нагружения:

Режим	m_{af}	Число заходов червяка
А Стандартный	$\leq 0,25$	любое
В Средний	$\leq 3,00$	≥ 3
С Тяжелый	$\leq 10,00$	≥ 6

Силы, нагружающие валы

Дополнительным критерием соответствия редуктора, заданным условиям эксплуатации, является поверочный расчет прочности вала и долговечности подшипников.

На вал редуктора в процессе работы, кроме передаваемого крутящего момента, действуют силы радиальные (поперечные) и осевые силы (продольные). Эти силы возникают при передаче крутящего момента от вала редуктора валу исполнительного механизма через передачи: зубчатую, цепную, клиноременную, и являются производными от окружной силы:

$$F_T = \frac{2 \times M_{к.расч.}}{d} \quad [\text{кН}],$$

где $M_{н.расч.}$ - определяется по (I) [Нм],

d - диаметр, на котором расположен элемент, передающий усилие [мм].

Величина и точки приложения этих сил в общем случае зависят от: типа передачи, допустимых смещений при изготовлении и монтаже и особенностей конструкции передающих усилия передач.

На практике радиальное усилие F_{Rd} рассчитывают с учетом поправочного коэффициента f_z .

Тип передачи	f_z	Примечание	
Зубчатая передача	1,00	при числе зубьев ≥ 17	
	1,10	при числе зубьев < 17	
Цепная передача	1,40	при числе зубьев < 13	
	1,20	при числе зубьев < 20	
Ременная передача	1,50	зубчатый ремень	учитывается усилие от натяжения ремня
	1,70	клиновыи ремень	
	2,50	плоский ремень	

¹² Приведенные рекомендации справедливы для нормальных условий тепловыделения и естественного охлаждения редукторов. При других условиях эксплуатации рекомендуется проводить тепловой расчет редукторов.

$$F_{Rd} = F_T \times f_Z \leq F_{Rmax}$$

где F_{Rmax} - максимально допустимое усилие на вал.

Максимально допустимые силы, действующие на вал, определяются: допускараемым прогибом вала; допускараемым напряжением, определяемым материалом вала; долговечностью подшипника, и приводятся в каталогах (7 рис. 3). Максимально допустимые силы указываются при условии приложения ее в середине выходного конца вала и определяются при самых неблагоприятных направлениях приложения и вращения.

Если поперечная сила приложена не в середине вала, то максимально допустимое усилие нужно пересчитать по уравнениям, для произвольной точки x (расстояние от буртика вала до точки приложения силы).

$$F_{RXL} = \frac{z}{y+x} \times F_{Rmax} \quad (II)$$

$$F_{RXW} = \frac{c}{(f+x) \times 1000} \quad (III)$$

Причем F_{RXL} - допустимое усилие на вал, при условии обеспечения заданной долговечности подшипников;

F_{RXW} - допустимое усилие на вал, при условии обеспечения заданной прочности вала.

Если расчетные величины действующих сил больше максимально допустимых то, расчет нужно повторить для исполнения с усиленным подшипниковым узлом VL (8 рис.3)

Специализированные исполнения по применению

Механические перемешивающие устройства и экструдеры предъявляют особые требования к конструкции мотор-редукторов. Отличительной особенностью конструкции мешалок и экструдеров является относительный длинный вал, который при работе испытывает тангенциальные, радиальные и осевые усилия. Для обеспечения нормальной работы в таких условиях мотор-редукторы изготавливаются с усиленным подшипниковым узлом и разнесенными роликовыми подшипниками (поз. 3, рис. 7), что позволяет значительно снизить несоосность и биение вала (исполнение VL2).

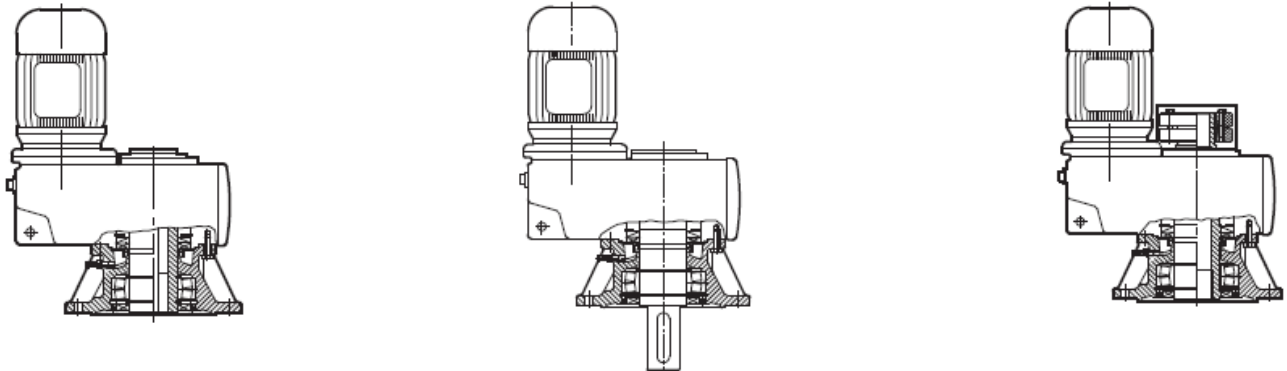


Рис 6.

Для исключения попадания масла в перемешивающее устройство(исполнение VL3) на выходной вал редуктора устанавливаются маслособирающие диски (поз. 1, рис. 7), сообщающиеся с маслосборником, снабженным индикатором утечки масла или датчиком (поз. 2, рис. 7)

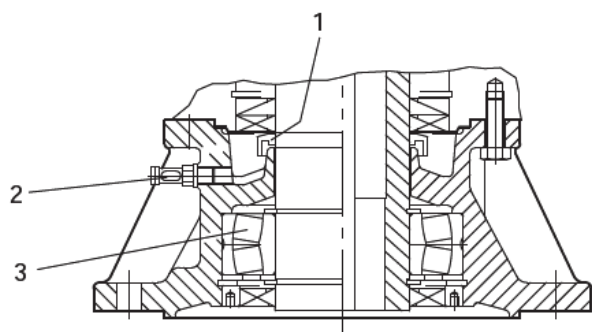


Рис. 7

Особые требования, предъявляются также к мотор-редукторам, предназначенным для работы в производстве продуктов питания. Этими требованиями являются: регулярная очистка поверхностей чистящими (химически активными) средствами и как следствие попадание влаги в электродвигатель; и безопасность применяемых материалов.

Максимально эти требования можно обеспечить применением:

- редукторов с гладкой поверхностью
- двигателей с гладкой поверхностью (без охлаждающих ребер, вентилятора и кожуха вентилятора, рис.8) и с противоконденсатным подогревом обмоток;
- безопасных для здоровья специальных смазочных материалов (рис. 9) и лакокрасочных покрытий .

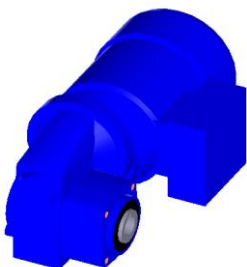


Рис. 8

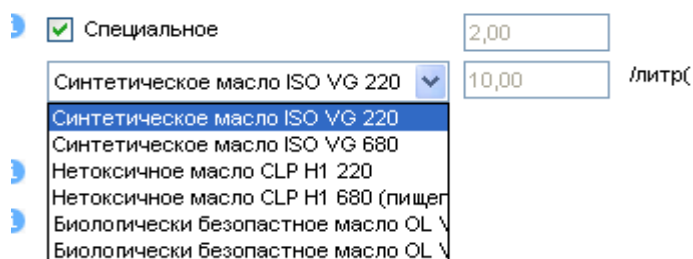


Рис. 9

Специализированные исполнения по воздействию окружающей среды.

По воздействию климатических факторов и химически активных веществ окружающей среды мотор-редукторы классифицируются по:

- температуре;
- категории размещения: внутри и вне помещений;
- климату: холодный; умеренный; тропический; морской;
- по воздействию химически активных веществ: умеренные и тяжелые условия;

- взрывоопасные среды..

Соответствие этим требованиям (кроме взрывоопасных сред) достигается применением;

- уплотнений из специальных материалов (фторэластомеры Viton);
- специальных видов смазочных материалов (см. [каталог G1000](#) стр. А41-А42);
- специальных лакокрасочных покрытий (см. [каталог G1000](#) стр. А43),

а также выбором двигателя:

- соответствующей степени защиты (IP44 до IP68);
- с соответствующим классом нагревостойкости изоляции обмоток (F, H);
- соответствующей влагостойкостью изоляции обмоток;

Общие рекомендации по выбору редукторов и электродвигателей, предназначенных для работы в условиях высокой влажности¹³, жарком и холодном климате.

Причиной выхода из строя электродвигателей, в абсолютном большинстве случаев, является повреждение изоляции обмоток из-за ее увлажнения. Увлажнение обмотки происходит: во время хранения двигателя в сыром, не отапливаемом помещении или транспортировке при повышенной влажности окружающего воздуха; скапливании конденсата в периоды длительных остановок во влажном тропическом или сыром холодном климатах; при резких перепадах температуры окружающего воздуха; при периодической чистке двигателя струями воды.

Средства профилактики увлажнения обмотки:

- наличие в корпусе отверстий для стока конденсата;
- применение специальной изоляции из неорганических материалов;
- компаундирование обмотки статора и клеммной коробки;
- предварительная (перед запуском) сушка двигателя горячим воздухом;
- предварительная (перед запуском) сушка обмотки переменным током, при пониженном напряжении и заторможенном роторе.
- сушка двигателя и поддержание высокой температуры¹⁴ внутри двигателя при длительных остановках с помощью специальных нагревательных элементов. Нагревательные элементы встроены в обмотку статора. При остановке двигателя нагревательные элементы включаются и поддерживают температуру внутри двигателя. Включение и отключение нагревательных элементов может производиться с помощью температурных датчиков.

Основные рекомендации по выбору редукторов для работы в жарком или холодном климате:

- выбор редуктора на одну ступень (стандартного ряда типоразмеров) выше, по сравнению с расчетным типоразмером;
- комплектация редуктора расширительным бачком для условий работы с резкими перепадами температур (см. [каталог G1000](#) стр. А37);
- при выборе расчетного типоразмера для условий жаркого климата, выбор специального исполнения с рубашкой для водяного охлаждения (см. [каталог](#)

¹³ Тропики или сырая, туманная, холодная погода.

¹⁴ Температура двигателя должна быть при этом выше температуры окружающей среды и ниже максимально допустимой для данного класса нагревостойкости.

G1000 стр. А40), или комплектация редуктора масло охлаждающим устройством (см. каталог G1000 стр. А39)

- при выборе расчетного типоразмера для условий холодного климата комплектация редуктора масло нагревающим устройством.

Специализированные исполнения для работы в взрывоопасной среде

Взрывозащищенные асинхронные электродвигатели предназначены для работы в взрывоопасной среде химических, газовых, нефтеперерабатывающих и др. смежных видов производств.

Основные мероприятия обеспечивающие, взрывобезопасность:

- изготовлением конструктивных деталей из прочных материалов, устойчивых к тепловому, механическому, химическому воздействию;
- применение щелевых конструктивных решений;
- обеспечением фрикционной и электростатической безопасности;
- применением специальных материалов и средств заземлений;
- применением взрывозащищенных кабельных вводов и заглушек.

Взрывозащищенные двигатели в зависимости от взрывоопасной среды делятся на¹⁵ (рис. 10):

- взрывозащищенные, предназначенные для работы в среде, в которой вероятно наличие легковоспламеняющихся или взрывоопасных газов и паров (переключатель G);
- взрывозащищенные, предназначенные для работы в среде, в которой вероятно наличие легко воспламеняющейся или взрывоопасной горючей пыли или скопление огнеопасных и взрывчатых веществ (переключатель D);
- взрывозащищенные, предназначенные для работы в среде, в которой вероятно наличие легковоспламеняющихся или взрывоопасных газов и паров так и, легковоспламеняющиеся или взрывоопасной горючей пыли или скопление огнеопасных и взрывчатых веществ (переключатель G+D) ;

Требования к взрывобезопасности оборудования различны для различных отраслей промышленности и областей применения электрооборудования. Мероприятия, обеспечивающие взрывобезопасность достаточно дорогостоящие, и напрямую зависят от вероятности возникновения взрывоопасных смесей и газов. В связи с этим, зоны в которых устанавливается электрооборудования подразделяются на:

- 0 – концентрация взрывоопасных газов и их смесей присутствует постоянно в зоне установки электрооборудования;
- 1 – высокая вероятность возникновения концентрации взрывоопасных газов и их смесей в зоне установки электрооборудования;
- 2 – вероятность возникновения концентрации взрывоопасных газов и их смесей в зоне установки электрооборудования малая, возникает редко, ненадолго и случайно.

¹⁵ Нормы безопасности устанавливаются соответствующими национальными ГОСТ-ами, директивами и положениями. В зоне Евросоюза основные нормы взрывобезопасности устанавливаются положениями директивы АТЕХ.

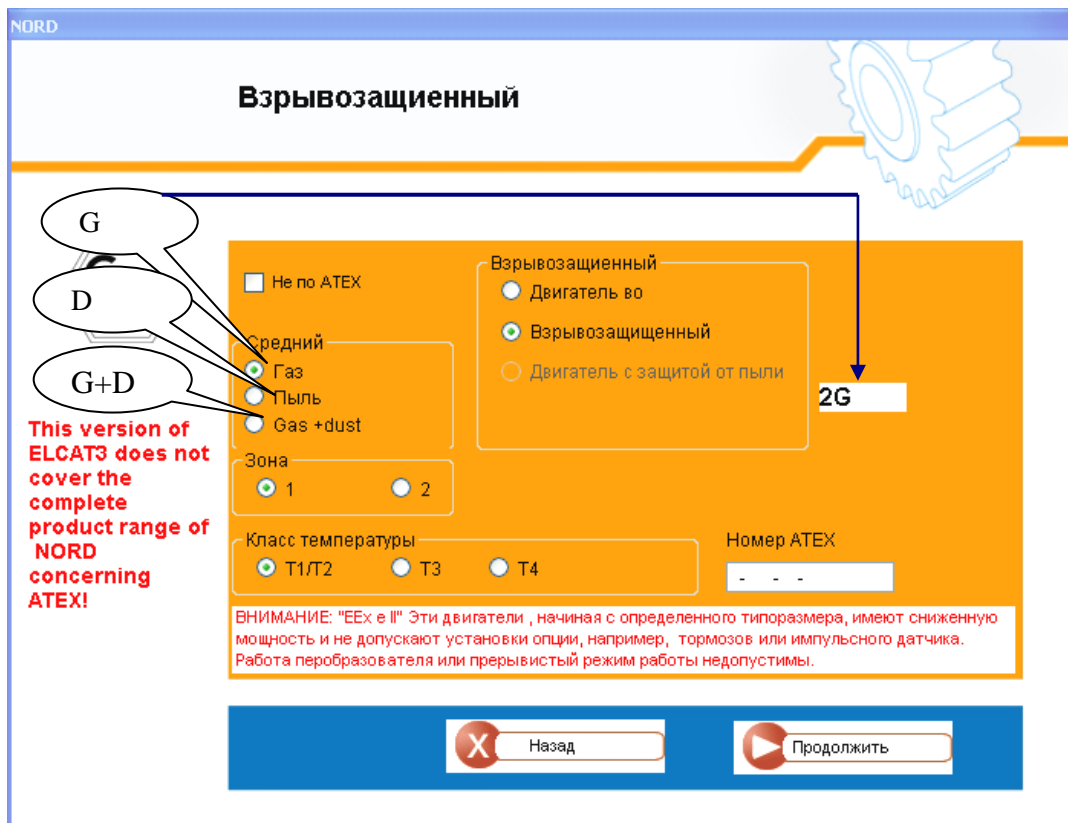


Рис. 10

Если взрывоопасными веществами являются легковоспламеняющееся горючая пыль то зоны, обозначаются 20, 21, 22.

Электрооборудование устанавливаемое в этих зонах подразделяются на:

- I – электрооборудование, предназначенное для работы в средах с угрозой образования взрывоопасных концентраций угольной пыли и метана (добывающая промышленность, шахты);
- II – электрооборудование, предназначенное для работы в средах с потенциальной угрозой образования взрывоопасных концентраций газа или пыли (кроме добывающей промышленности, шахт)
-

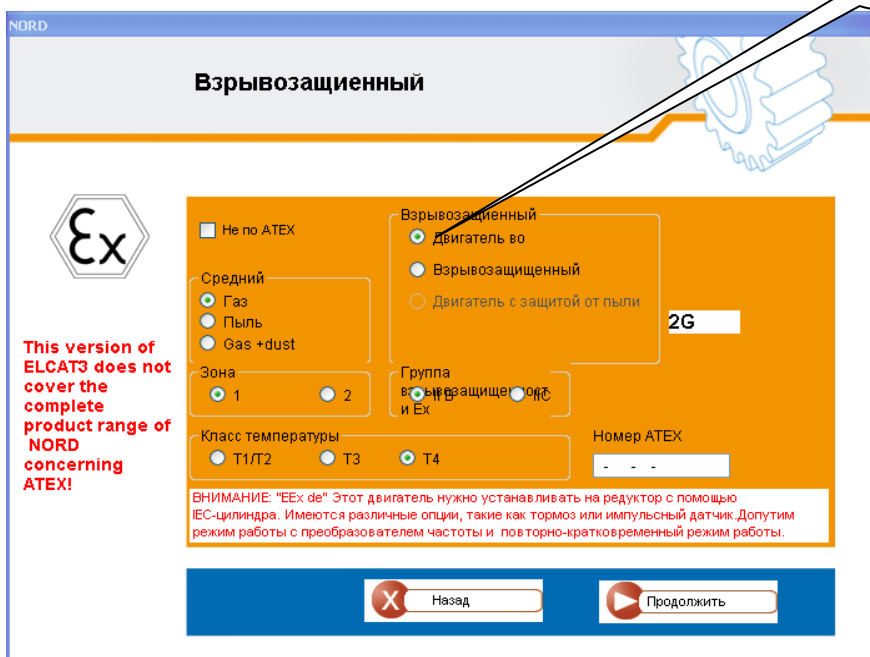


Рис. 11

В зависимости от величины необходимой энергии для воспламенения взрывоопасной среды, электрооборудование группы II, делится дополнительно на подгруппы:

Подгруппа группы II	Минимальная энергия воспламенения, мкДж	Типичные представители семейства газов
А	> 180	Пропан, этан, бутан
В	60--180	Этилен, коксовый газ
С	< 60	Водород, ацетилен

Поскольку источником воспламенения может быть не только высокая энергия (образование искры и т.д.) но и высокая температура поверхности работающего электрооборудования, проводится дополнительная по максимально допустимой температуре нагрева поверхности соприкосновения с взрывоопасным газом, смесью газов¹⁶.

Класс температуры	Максимальная допустимая температура поверхности, °С
T1	450
T2	300
T3	200
T4	135
T5	100
T6	85

В таблице даны примерное¹⁷ распределение взрывоопасных газов и смесей по категории/группе и классу температуры

Категория/группа	T1	T2	T3	T4
IIА	Ацетон; Этан; Этил хлористый; Аммиак; Бензол; Кислота уксусная; Метан; Метанол; Метил хлористый; Пропан; Толуол	Этил; Бутан; Амилацетат; Бутилены	Бензин; Дизельное топливо; Гексан; Гептан; Диметилсульфид-дегид; Нефть сырая	Альдегиды: изомасляный; масляный ; ацеталь; Паральдегид
IIВ	Коксовый газ; Синильная кислота	Окись этилена; Этилен	Изопропанил-ацетилен	
IIС	Водород			Сероуглерод

¹⁶ Обеспечение полной безопасности по температурному классу предполагает применение двигателей с температурной защитой.

¹⁷ Приведенные данные не являются окончательными при выборе взрывобезопасного оборудования.

Дополнительную защиту по взрывозащищенности, представляют двигатели в взрывонепроницаемой оболочке (Exed, рис. 11). Двигатели рекомендуются в применениях, в которых необходима установка тормозов, энкодеров, независимой вентиляции и т.п.

Особенности подбора аналогов редукторов российского производства

В соответствии с ГОСТ Р 50891-96

4.1 Номинальный крутящий момент T - допускаемый крутящий момент на тихоходном валу, при действии которого в сочетании с номинальными радиальными нагрузками на выходных концах валов редуктора, работающего в условиях, указанных в 4.3, должен обеспечиваться 90%-ный ресурс передач валов и подшипников, не менее регламентируемого стандартом.

.....

4.3 Редукторы должны допускать применение в следующих условиях:

- нагрузка постоянная или переменная одного направления или с периодическим реверсом;
- работа длительная (до 24 ч в сутки) или с периодическими остановками;
- вращение валов в любую сторону без предпочтительности;
- частота вращения входного вала цилиндрических и коническо - цилиндрических редукторов..... не должна превышать 1800 об/мин.....

.....

- атмосфера типов I и II по ГОСТ 15150 при запыленности воздуха не более 10 мг/м³ ;
- климатические исполнения по ГОСТ 15150;

У и Т для категорий 1-3;

УХЛ и О для категории 4.

.....

Типичная таблица технических характеристик редукторов российского производства

Параметр		Типоразмер 1Ц3У		
		160	200	250
Номинальные передаточные числа		31,5; 40; 45; 50; 56; 63; 80; 100; 125; 160; 200		16; 20; 25; 31,5; 40; 45; 50; 56; 63; 80; 100; 125; 160; 200
Номинальный крутящий момент на выходном валу при длительной работе с постоянной нагрузкой, Нм	непрерывный (Н) ПВ=100%	1250	2500	5000
	тяжелый (Т) ПВ=40%	1600	3150	6300
Номинальный крутящий момент на выходном валу при работе редуктора в повторно-кратковременных	средний (С) ПВ=25%	2000	4000	8000

режимах, Нм		легкий (Л) ПВ=15%	2500	5000	10000
Допускаемая радиальная консольная нагрузка, приложенная в середине посадочной части вала, Н	входного	непрерывный (Н) ПВ=100%	630	1250	2240
		тяжелый (Т) ПВ=40%	710	1400	2500
		средний (С) ПВ=25%	800	1600	2800
		легкий (Л) ПВ=15%	900	1800	3150
	выходного	непрерывный (Н) ПВ=100%	9000	12500	18000
		тяжелый (Т) ПВ=40%	10000	14000	20000
		средний (С) ПВ=25%	11200	16000	22400
		легкий (Л) ПВ=15%	12500	18000	25000

То есть, в качестве основной характеристики редукторов принят номинальный режим работы редуктора, при котором он нагружен 24 часа. При меньшем количестве часов номинальный передаваемый момент редуктора может быть увеличен. Чем и определяется выбор редуктора.

У зарубежных производителей в качестве основной характеристики принят максимально допустимый передаваемый момент, соответствующий, примерно, номинальному моменту в легком режиме **ПВ=15%** в определениях ГОСТ Р 50891-96. При большем количестве часов работы максимально допустимый момент редуктора уменьшается на величину сервис-фактора.

Типичная таблица технических характеристик редукторов зарубежного производства



SK 8382/32
SK 8382/42
SK 8382

	i_{ges}	n_2 1400 min ⁻¹ [min ⁻¹]	M_{2max} [Nm]	P_{1max} $f_b \geq 1$			$f_b \Rightarrow \square$ C2 - C35						
				1400 min ⁻¹ [kW]	930 min ⁻¹ [kW]	700 min ⁻¹ [kW]	IEC 71	IEC 80	IEC 90	IEC 100	IEC 112	IEC 132	
SK 8382/32	6616,79	0,21	12100	0,31	0,20	0,15	*	*	*				
		0,25	12100	0,36	0,24	0,18	*	*	*				
		0,33	12100	0,46	0,30	0,23		*	*				
W	3524,83	0,40	12100	0,55	0,36	0,27		*	*				
		0,47	12100	0,64	0,42	0,32		*	*				
+	2416,28	0,58	12100	0,77	0,51	0,39			*	*	*		
		0,82	12100	1,04	0,69	0,52			*	*	*		
IEC	1366,83	1,0	12100	1,27	0,84	0,63			*	*	*		
		1,3	12100	1,65	1,09	0,82			*	*	*	*	
mm $\Rightarrow \square$ C93	891,21	1,6	12100	2,03	1,34	1,01			*	*	*	*	
		1,9	12100	2,41	1,59	1,20			*	*	*	*	
		2,3	12100	2,91	1,92	1,46			*	*	*	*	*

Расхождение указанных определений представляет некоторую трудность при выборе зарубежного аналога редукторов российского производства.

Поскольку несущая способность редуктора во много определяется прочностью выходного вала, на практике, первоначальный выбор аналога удобно производить по размерам выходного вала редуктора.¹⁸ Затем, по максимально допустимому моменту M_{\max} , выбранного редуктора и номинальному передаваемому моменту, рассчитанному по (I.I), определяется сервис-фактор

$$f_{B\Sigma} = \frac{M_{\max}}{M_n} \quad (\text{I.V})$$

Проверяется соответствие рассчитанного сервис-фактора условиям работы редуктора.

Остальные характеристики могут быть согласованы дополнительно с представительствами заказчика.

¹⁸ Обязательно следует уточнить материал вала, или проверить соответствие допустимых осевых и радиальных усилий на конец выходного вала. Некоторые зарубежные производители для редукторов низко ответственного применения используют мягкие сорта стали.