



# Что делать и чего не делать при выборе и проектировании редукторов ТПА

**В.И. Гольдфарб**, д.т.н., проф., **Е.С. Трубачев**, д.т.н.,  
Ижевский государственный технический университет, Институт механики

**Предисловие авторов.** Поводом для написания настоящей статьи послужил постоянно увеличивающийся в последние годы интерес к приводной тематике: возросшее число публикаций в журнале «Арматуростроение»; проведенная в 2009 году в Туле конференция «Перспективы развития техники приводов», привлекая внимание большого количества специалистов; появление новых перспективных образцов и новых производителей редукторов и приводов для трубопроводной арматуры и, следовательно, оживление на рынке предложений, что, в свою очередь, ставит потребителя (производителя арматуры, комплектующую организацию, конечного пользователя арматуры с приводом) перед непростым выбором — что предпочесть?

Действительно, потребителю при указанном выборе приходится иметь дело с редукторами, существенно отличающимися друг от друга по возможностям, уровню технических решений, технологии изготовления, массо-габаритным и другим параметрам. Добавим сюда, к сожалению, иногда зашкаливающее желание не вполне добросовестных производителей-поставщиков редукторов угодить заказчику, завышая их нагрузочные характеристики и КПД. Специфичность же редукторов ТПА, появление новых их видов не всегда позволяют применить единообразный подход для объективного их сравнения. Решение в пользу того или иного варианта зачастую вынужденно принимается без должного анализа, путем поиска, проб и ошибок, которые недопустимы в такой ответственной отрасли, как арматуростроение.

Понимая сложность указанной проблемы, имея собственный опыт и знания в проектировании и производстве передач и редукторов (Институт механики ИжГТУ с начала 90-х годов является одной из ведущих научных школ в области зубчатых передач и редукторостроения не только в нашей стране), чувствуя ответственность и желая профессионально участвовать в ее решении, мы предложили на упомянутой конференции в Туле организовать на базе Института механики постоянно действующий семинар или курсы повышения квалификации по вопросам, связанным с выбором, проектированием и производством передач и редукторов в арматуростроении (вопросы сроков проведения, тематики и участия в семинаре будут регулироваться Исполнительной дирекцией НПАА).

В настоящей статье мы не ставим задачу дать потребителю универсальный рецепт по выбору или проектированию того или иного вида передачи и редуктора. В ней мы высказываем первые (начальные) принципиальные соображения по названным вопросам, которые, к сожалению, зачастую не принимаются в расчет.

## 1. Условия работы и требования к редукторам ТПА

Прежде всего дадим краткую характеристику тем условиям, в которых приходится работать редукторам ТПА и передачам, которые в этих редукторах используются, и тем требованиям, которым должны указанные редукторы и передачи отвечать.

1. Сравнительно низкие скорости вращения входных валов. При ручном управлении частота вращения едва ли может превышать 20...40 об/мин. Схожие частоты вращения обеспечивают электроприводы — 10...200 об/мин. Заметим попутно, что при таких скоростях (точнее говоря, при соответствующих скоростях скольжения) коэффициенты трения в зацеплении и в опорах скольжения принимают сравнительно большие значения, обычно не менее 0,1 [1, 2].

2. Кратковременность работы и большие паузы между включениями. Обычно время оперирования не превышает нескольких минут для четвертьоборотной арматуры и нескольких десятков минут — для многооборотной. Продолжительность включения принимают равной 25%, хотя на практике она бывает значительно меньше.

3. Сравнительно небольшой требуемый ресурс. Обычно он не превосходит 20000 циклов закрытия-открытия. Соответственно, небольшим оказывается число циклов нагружения зубьев передач.

4. Высокая степень нагруженности, в особенности при действии кратковременных перегрузочных вращающих моментов в моменты срыва запорного органа или его дожатия. Так, если для редукторов общепромышленного назначения считается хорошим показателем удель-

ной массы (отношения массы к передаваемому вращающему моменту) около 0,05...0,1 [3], то для редукторов ТПА данный показатель следует считать хорошим, если он равен 0,005...0,01 (рис. 1). Эта четвертая особенность обуславливается первыми тремя: во-первых, снижается опасность заедания и нагрева редукторов – факторов, которые во многих случаях лимитируют нагрузочную способность, например, червячных и спироидных редукторов, во-вторых, при меньшем требуемом ресурсе допустимые усталостными повреждениями напряжения оказываются более высокими. Высокий уровень нагруженности редуктора обуславливает:

- высокую нагруженность контакта – в лучших образцах редукторов ТПА контактные напряжения составляют не менее 1500...2000 МПа, то есть приближаются к таким предельным напряжениям для термоупрочненных сталей, при которых наступает пластическое деформирование зубьев [2];



Рис. 1. Примерное соотношение размеров редукторов червячного типа при одинаковой нагрузочной способности

- возрастание опасности статических и малоцикловых усталостных поломок зубьев, соответственно, при проектировании передач редукторов ТПА расчет на изгиб должен иметь более важное значение;
- высокую степень нагруженности валов (особенно консольных), опор, корпусов, повышающую актуальность и необходимость выполнения специальных расчетов.

## 2. Передаточное отношение редуктора

Первым и одним из наиболее важных вопросов проектирования и выбора редуктора является вопрос о передаточном отношении последнего. Решение этого вопроса во многом определяет тип применяемого редуктора и число его ступеней. Собственно, главная цель применения редукторов – та или иная степень понижения вращающего момента, необходимого для управления арматурой – как раз достигается надлежащим выбором передаточного отношения. Условной границей, начиная от которой применение редуктора является целесообразным, является вращающий момент 250 Нм. Для меньших моментов ручное усилие для управления маховиком приемлемого размера (диаметром 500...800 мм) не превосходит допустимого значения, которое, как часто задается, не должно превышать 500 Н. То же и для

электроприводной арматуры – экономическая целесообразность применения отдельного модуля-редуктора, вероятно, начинает проявляться именно с указанной границы вращающих моментов.

### 2.1. Передаточное отношение и КПД

С одной стороны, вопрос определения КПД редуктора достаточно хорошо освещен в литературе как общеинженерного характера, так и специальной. В то же время, в этом вопросе есть много недоговоренностей. Попробуем внести сюда долю ясности.

КПД, как известно, характеризует уровень потерь энергии, складывающихся в редукторе из потерь: в зацеплении, опорах валов, уплотнениях и на перемешивание смазки.

Наибольшими, как правило, оказываются потери в зацеплении, которые, в свою очередь, зависят от скорости скольжения, коэффициента трения скольжения, зависящего от смазки, материалов зубьев, состояния поверхностей, уровня сил, действующих в зацеплении, и других факторов. При этом скорости скольжения объективно меньшими будут для цилиндрических (оси колес параллельны) и конических (оси пересекаются) зубчатых передач, для которых начальные поверхности перекатываются без скольжения. Однако, это же свойство является препятствием для реализации больших передаточных отношений в данных видах передач, поскольку при этом либо диаметр шестерни оказывается слишком малым, что с учетом высокой степени нагруженности недопустимо по условиям прочности зубьев и валов, либо диаметр колеса – слишком большим, что увеличивает габариты и массу редуктора.

Для передач на перекрещивающихся осях – гипоидных, червячных, спироидных – скольжение зубьев есть во всех точках пространства, поэтому при прочих равных условиях КПД таких передач несколько ниже, чем у цилиндрических и конических.

Сразу отметим, что практически для всех зубчатых передач КПД зависит (в разной степени для различных передач) от передаточного отношения. Можно сказать, что за увеличение последнего, обеспечиваемого в одной ступени, приходится платить увеличением потерь в зацеплении. Чтобы читатель мог оценить, как это проявляется для низкоскоростных передач различных типов, мы представили обобщенные (но достаточно достоверные) данные в таблице 1 и на рис. 2. При этом мы задавались некими усредненными соотношениями геометрических параметров передач, с помощью изменения

Вид передачи	КПД при передаточном отношении					
	4	7	10	15	40	100
цилиндрическая	0,95	0,94	0,93			
коническая	0,94	0,93	0,92			
гипоидная	0,86	0,83	0,80			
червячная	0,77	0,75	0,72	0,66	0,45	0,25
спироидная	0,86	0,83	0,79	0,68	0,45	0,24

Таблица 1.

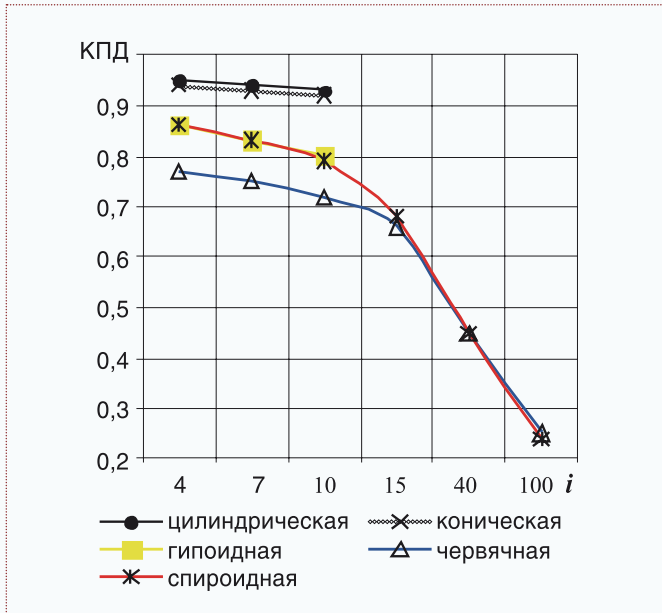


Рис. 2. Зависимость КПД от передаточного отношения для передач различных типов

которых в иных случаях можно получить и отличные от представленных значения КПД.

Приходится слышать удивленные мнения о низком КПД тех или иных редукторов ТПА. Повторим, низкие скорости обуславливают высокие значения коэффициентов трения. Добавим сюда несколько большие потери в подшипниках качения (при тяжелом их нагружении [3]) и тем более — скольжения, и выйдет, что удивляться нечему. Если эти факторы не принимать во внимание, то при расчете КПД редукторов «окажется» значительно, на десятки процентных пунктов выше — чтобы в этом убедиться, адресуем читателя, например, к отечественному стандарту [3] и предложим сравнить данные о КПД редукторов общепромышленного назначения, входные валы которых часто имеют «двигательные» частоты вращения, с данными **таблицы 1** для низкоскоростных передач.

В передачах планетарного типа можно получать передаточные отношения в широком диапазоне (от 3-4 до бесконечности в одной ступени) в зависимости от схемы передачи. Потери в таких передачах обычно несколько больше потерь в передачах на стационарных осях, также увеличиваясь по мере роста передаточного отношения.

Мы не обсуждаем здесь КПД передач с промежуточными телами качения, являющихся разновидностью планетарных передач с эксцентричным подвижным солнечным колесом, находящих применение в технике приводов ТПА. В них возможно достижение достаточно больших передаточных отношений. Часто ошибочно полагается, что в таких передачах отсутствует скольжение — оно есть, и, разумеется, его наличие обуславливает потери в зацеплении. Однако, к сожалению, разработчики и исследователи этих передач не приводят методик силового расчета последних и расчета КПД. Вероятно, можно считать, что КПД таких передач, действительно, как утверждают разработчики, может быть достаточно высоким даже при сравнительно больших передаточных отношениях.

## 2.2. Редукция большая или меньшая

Отметим, что уже начиная с вращающих моментов 500...1000 Нм рациональное передаточное отношение редуктора становится большим 8, что либо вынуждает применять высокоредукционные виды передач (червячные, спироидные, планетарные), либо делать редукторы многоступенчатыми. Для примера, подтверждающего это правило, рассмотрим два варианта выбора передаточного отношения для многооборотного редуктора с типом присоединения «В» по ОСТ 26-07-763-73 с вращающим моментом  $T_{ввх.}$  1000 Нм:

**Вариант А.  $i = 4$ .** Примем КПД редуктора 0,9 (заметьте, что хотя КПД зависит от типа передачи, основные выводы останутся в силе). Вращающий момент  $T_{вх.}$  на быстроходном валу составит:

$$T_{вх.} = T_{ввх.} / (i \cdot \text{КПД}) = 1000 / (4 \cdot 0,9) = 278 \text{ (Нм)}.$$

Для обеспечения такого вращающего момента при упомянутом выше ограничении человеческого усилия на рукоятке маховика в 500 Н (50 кгс) диаметр последнего должен составить 1110 мм! Согласитесь, не очень удобно оперировать таким маховиком (рис. 3а).

**Вариант Б.  $i = 12$ .** Зададимся КПД редуктора 0,70. Тогда:

$$T_{вх.} = T_{ввх.} / (i \cdot \text{КПД}) = 1000 / (12 \cdot 0,70) = 119 \text{ (Нм)}.$$

В этих условиях можно выбрать маховик диаметром 480 мм. Да, оператору потребуется совершить в три раза больше оборотов маховика, но в заведомо более комфортных условиях (рис. 3б). К тому же если сравнить путь, проделанный рукой оператора под нагрузкой (фактически — механическую работу, затраченную оператором), то этот путь окажется лишь ненамного большим, чем для варианта А, зато, повторим, преодолеть его будет гораздо удобнее.

В качестве аналогии, в которой важность правильного выбора передаточного отношения становится просто очевидной, сошлемся на давно отработанные эргономичные параметры велосипеда: каждый на собственном опыте может убедиться в том, насколько неудобно приводить его в движение в крутую гору, если пониженная передача не включена или отсутствует. Можно представить себе, насколько неудобным было бы вращение педалей, если взамен увеличения передаточного отношения предложить велосипедисту увеличить в два раза радиус вращения шатунов.

Схожие доводы можно привести и для редукторов электроприводной арматуры:

**Вариант А. Электропривод типа Г и редуктор-адаптер с передаточным отношением 4...5, обеспечивающий переход от диапазона вращающих моментов, передаваемых присоединением Г (1000...2500 Нм), к диапазону, характерному для типа Д (2500...10000 Нм).** В этом случае масса электропривода типа Г составит не менее 200 кг.



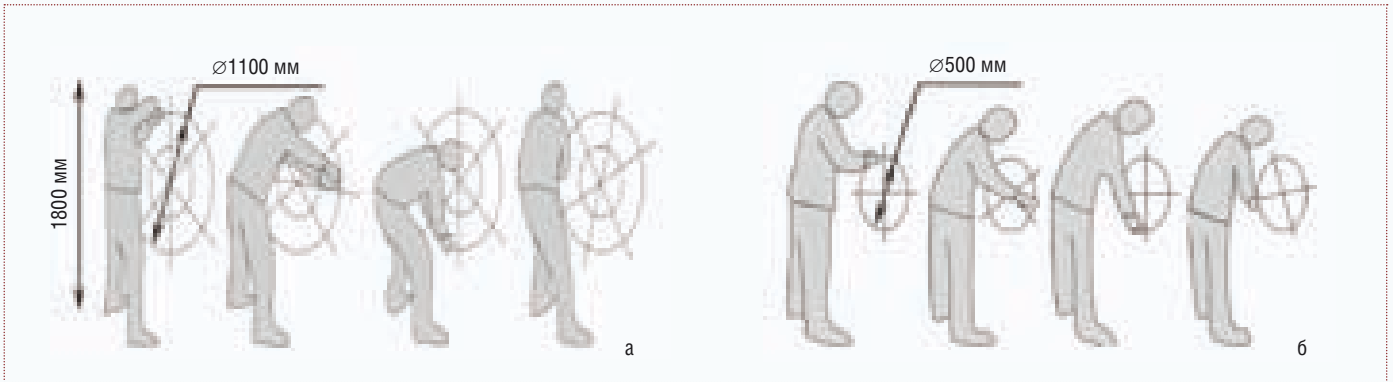


Рис. 3

**Вариант Б.** Электропривод типа В и редуктор-адаптер с передаточным отношением 10...15 для перехода от диапазона вращающих моментов 250...1000 Нм к диапазону 2500...10000 Нм. В этом случае масса электропривода типа В составит около 100 кг. Соответственно меньшей, чем в варианте А, окажется и цена электропривода.

Конечно, для обеспечения оперативности управления арматурой в варианте Б необходимо применение более оборотистого электропривода. Так, если для закрытия/открытия задвижки требуется 80 оборотов ходовой гайки (N), а редуктор имеет передаточное отношение  $i = 10$ , то для обеспечения времени закрытия/открытия  $t = 10$  мин. требуется частота вращения электропривода:

$$n = N \cdot i / t = 80 \cdot 10 / 10 = 80 \text{ (об/мин)}.$$

Именно это обстоятельство обычно не позволяет применять еще большие передаточные отношения в многооборотных редукторах (хотя бы они и теоретически обеспечили применение электропривода с меньшим вращающим моментом), поскольку при этом потребуются электроприводы с частотами вращения, большими 150...200 об/мин.

Таким образом, если для управления запорной арматурой применяется редуктор, то в большинстве случаев имеются основания реализовывать в нем передаточные отношения, не меньшие 8...10.

Еще один довод в пользу больших передаточных отношений имеется, если учесть условие обеспечения самоторможения, часто необходимое для снижения вероятности или исключения самопроизвольных сдвижек запорного или регулирующего органа арматуры под воздействием транспортируемой среды, случайных толчков или вибраций. Если это условие имеется, то передаточное отношение в одной ступени редуктора червячного типа должно быть не менее 30...40 — в этом случае угол подъема витка окажется меньшим угла трения покоя. Заметим здесь, что значения передаточных отношений, допустимые по этому условию, по всей видимости, правильнее всего определять экспериментально, поскольку условия трения покоя в решающей степени зависят от конкретных факторов — уровня и характера вибраций, условий смазывания пары и прочих.

### 2.3. Разбивка передаточных отношений в многоступенчатых редукторах

При нагрузочных моментах 8000 Нм и более четвертьоборотные редукторы часто являются многоступенча-

тыми и обеспечивают передаточные отношения от 100 и выше. Кроме того, на рынке появились так называемые двухскоростные многооборотные редукторы [4], в которых имеется возможность применить два значительно различающихся передаточных отношения: одно — в периоды действия сравнительно больших нагрузок при срыве или дожатии запорного органа (большое передаточное отношение), другое — при малых нагрузках в большей части времени оперирования (при открытом проходе — малое передаточное отношение). Такие редукторы также имеют, как минимум, две ступени. Один из важных вопросов при проектировании и выборе двухступенчатых (многоступенчатых) редукторов — вопрос разбивки передаточных отношений. Полагаем, что здесь правильно отталкиваться от опыта, накопленного как в самом арматуростроении, так и в производстве редукторов общемашиностроительного применения, а именно: большее передаточное отношение должно быть реализовано во второй, более нагруженной ступени. При этом первая ступень окажется значительно менее нагруженной, чем в противном случае, и, соответственно, будет иметь меньшие габариты и стоимость. Приведем пример, демонстрирующий это правило для двухскоростного многооборотного редуктора с нагрузочным моментом  $T_2 = 10000$  Нм (и, соответственно, типом присоединения Д), имеющего две ступени: первую, быстроходную, менее нагруженную, и вторую — более нагруженную.

#### Вариант А. Передаточные отношения:

- первой ступени —  $i_1 = 40$ ;
- второй ступени —  $i_2 = 5$ ;
- общее —  $i = 200$ .

При КПД<sub>2</sub> второй ступени 0,9 нагрузочный момент, действующий на первой ступени:

$$T_1 = T_2 / (i_2 \cdot \text{КПД}_2) = 10000 / (5 \cdot 0,9) = 2222 \text{ (Нм)}.$$

По сути это многооборотный редуктор с типом присоединения «Г» и соответствующими габаритами. Расчет, например, планетарной передачи с тремя сателлитами, выполненный для такой нагрузки при условии применения термоулучшенного корончатого колеса, даст диаметр последнего не менее 260 мм. Корпус редуктора, соответственно, окажется еще большим. Если этого не обеспечить, полагаем, под сомнением окажется работоспособность решения в принципе.



**Вариант Б. Передаточные отношения:**

- первой ступени      –  $i_1 = 10$ ;
- второй ступени     –  $i_2 = 20$ ;
- общее                –  $i = 200$ .

При КПД<sub>2</sub> второй ступени 0,6 нагрузочный момент, действующий на первой ступени:

$$T_1 = T_2 / (i_2 \cdot \text{КПД}_2) = 10000 / (20 \cdot 0,6) = 833 \text{ (Нм)}.$$

Аналогичный расчет передачи, выполненный для такой нагрузки, даст диаметр корончатого колеса около 190 мм. Как видно, выигрыш в сравнении с вариантом А налицо.

Вопрос разбивки передаточных отношений по ступеням может быть решен и с точки зрения максимизации КПД. В качестве примеров, демонстрирующих возможности этого, в **таблице 2** сведены данные по расчету трех вариантов разбивки общего передаточного отношения 240 в двухступенчатом редукторе.

№ варианта	Тип 1-й ступени	$i_1$	КПД <sub>1</sub>	Тип 2-й ступени	$i_2$	КПД <sub>2</sub>	КПД <sub>общ</sub>
1.	цилиндр.	4	0,95	червячн.	60	0,35	0,33
2.	червячн.	15,5	0,67	червячн.	15,5	0,67	0,45
3.	червячн.	60	0,35	цилиндр.	4	0,95	0,33

Таблица 2.

Как видно, мнение, что с точки зрения снижения потерь предпочтительно использовать цилиндрическую (коническую), обладающую повышенным КПД, ступень, в дополнение к червячной взамен двух ступеней червячного типа, потери в каждой из которых относительно велики, может оказаться не совсем верным (совсем не верным).

### 3. Нагрузки и типоразмеры

Важнейшим (но не единственным) конкурентным показателем того или иного редуктора ТПА является его масса при заданном уровне нагрузочной способности (нагрузочная способность при заданных массо-габаритных характеристиках). Именно она во многом определяет уровень себестоимости и цену редуктора. Поэтому закономерным является стремление производителей снизить этот параметр при сохранении уровня нагрузочной способности или, как вариант, увеличить нагрузочную способность редуктора при заданных его массе и габаритах. Инструменты для этого, в общем, известны:

- конструкторские — применение прогрессивных зубчатых передач, соответствующих конструкционных материалов, удачные компоновочные решения;
- технологические — применение прогрессивных видов литья и термической обработки, обеспечение высокого качества и точности обработки и сборки, обеспечение рациональной степени локализации контакта;
- ну и популярный (и очень опасный) ныне способ — бесосновательно попробовать нагрузить редуктор большим моментом — может быть, выдержит?

Чтобы овладеть указанными инструментами (первыми двумя, которые, вообще говоря, не исчерпывают

весь большой арсенал средств повышения нагрузочной способности), специалисты тратят годы, десятки лет. Мы в этом смысле не исключение. О возможностях повышения и оценки нагрузочной способности передач еще многое не известно, резервы далеко не вскрыты, и это прекрасная область для приложения усилий инженеров и ученых. Но в каком бы направлении такие работы ни велись, полученные при этом результаты и решения должны основываться на достоверных теоретических и экспериментальных методах оценки.

Количественные характеристики для такой оценки, в общем, хорошо известны. Для зубчатых передач это: уровень контактных и изгибных напряжений на зубьях, в том числе с учетом концентрации при действии погрешностей и деформаций, коэффициент перекрытия, скорости скольжения, КПД — с одной стороны, и факторы, ограничивающие нагрузочную способность и соответствующие им предельные значения характеристик — с другой. Для опор качения — ресурс, зависящий от соотношения фактической нагрузки, действующей на подшипник, и его динамической грузоподъемности. Для опор скольжения — уровень контактных напряжений и скорость скольжения.

Почему мы перечисляем эти азбучные для инженера-механика понятия «из учебника»? А потому, что иногда с удивлением узнаем о том, что редуктор, спроектированный (и, надеемся, все же рассчитанный вместе со своей передачей, корпусом, валами, подшипниками) для одного диапазона нагрузочных моментов, вдруг предлагается для нагрузок в полтора-два, а то и более, чем в два, раза больших. Убедительным основанием для потребителя служит обкатка под нагрузкой. Позволим себе высказать еще одну общеизвестную вещь: многие поломки конструкций носят усталостный характер и не появляются на десятом или сотом цикле нагружения. Например, и в нашей практике были случаи, когда при отработке конструкторских и технологических решений в редукторе слабый элемент ломался на 500-м, 1000-м, 3000-м циклах.

Таким образом, при выборе типоразмера редуктора под заданную нагрузку (нагрузки для редуктора выбранного типоразмера) следует опираться на многократно проверенную информацию.

### 4. Конструкции редукторов: удачные находки или ошибки?

Как уже было сказано, разработка новых конструкций — один из больших резервов совершенствования редукторов ТПА. Однако сразу оговоримся, что те вопросы, которые мы рискнули затронуть ниже, вовсе не исчерпывают собой тему правильного конструирования редукторов ТПА, являющуюся большой, актуальной и достойной отдельного исследования и рассмотрения в отдельной публикации. Затрагиваем же мы их здесь, поскольку они, как говорится, лежат на поверхности и могут быть оценены практически любым инженером без глубокого изучения темы. И, с другой стороны, как ни странно, эти вопросы либо игнорируются, либо решаются неверно.

#### 4.1. Качение или скольжение?

Разумеется, подшипники качения, как правило, являются более надежными и обеспечивают меньшие потери. Однако в ряде случаев опоры скольжения вынужденно применяются по компоновочным и (или) экономическим соображениям: часто конкурентные им подшипники качения сверхлегких серий являются дефицитными и дорогостоящими.

Применение опор скольжения особенно невыгодно и крайне нежелательно на входном (быстроходном) валу низкоскоростного редуктора, поскольку потери в этом случае окажутся значительно большими, чем если бы это было сделано для выходного вала. Для количественной демонстрации этого правила в *таблице 3* сведены данные о приблизительных потерях в опорах скольжения для разных передаточных отношений редукторов на основе гиперболической (гипоидной, червячной, спироидной) передачи.

Опоры скольжения	Потери в процентах от затраченной мощности при передаточном отношении		
	4	10	50
... на входном валу	15...20%	25...35%	35...50%
... на выходном валу	12...15%	9...12%	5...8%

Таблица 3.

#### 4.2. Консоль консоли рознь

На консольное расположение валов обычно идут по компоновочным соображениям — по условиям размещения валов и их опор, отверстия в выходном валу и т. п. Кроме того, консольное расположение опор — это зачастую более технологичный корпус: одна расточка вместо двух, одна крышка вместо двух и т. п.

Расстояние между опорами консольного вала-шестерни должно быть не менее 1...2 от вылета консоли [5, 6, 7]. Несоблюдение этого правила (*рис. 4а*), особенно в тяжело нагруженных редукторах ТПА, неизбежно приведет к перекосу валов, колец их подшипников, нарушению номинального относительного расположения зубчатых колес и, как следствие, снижению надежности и долговечности привода.

И совсем уж некорректной представляется попытка сэкономить с помощью закрепления консольного вала на одном радиальном шарикоподшипнике (*рис. 4б*). Для ненагруженных или малонагруженных конструкций (когда

нагрузки на подшипник на порядки меньше его грузоподъемности) это несущественно, однако для тяжело нагруженных редукторов ТПА это, как минимум, сомнительно. Погрешности расположения деталей конструкции, перечисленные выше, окажутся в данном случае еще большими. Кроме того, подшипник в таких условиях должен оказывать сопротивление не только действию радиальной и осевой нагрузок, но и перекоосу собственных колес. Такая функция подшипника является совсем не характерной для него, и при этом неизбежно резко снижаются его нагрузочные и ресурсные характеристики. По крайней мере, вопрос возможности такого решения требует тщательного и специального исследования, а не обоснования «мы проверили — работает». Проверка должна заключаться в разработке расчетных моделей оценки нагруженности, постановке многофакторного эксперимента и, в итоге, предложении инженерной методики расчета — то есть нужно квалифицированное научно-техническое обоснование. Насколько нам известно, такого обоснования пока сделано не было. С учетом этого «работает» нужно рассматривать, как «пока работает» и даже «пока работает для данного конкретного экземпляра редуктора».

#### Заключение

Завершая статью, еще раз обращаем внимание на необходимость самым тщательным, профессиональным и ответственным образом решать вопросы как проектирования и производства передач и редукторов приводов ТПА, так и их выбора при комплектовании трубопроводной арматуры. К сожалению, не всегда предлагаемый потребителю сертификат гарантирует надлежащее качество изделия на весь предполагаемый срок его эксплуатации. Не меньшей гарантией является обоснованные, то есть подкрепленные достоверными методами расчета и соответствующими экспериментами, как предложение, так и выбор того или иного вида редуктора. Именно эти вопросы мы предполагаем положить в основу программ, намечаемых для проведения семинаров, о которых мы упомянули в нашем предисловии.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Крагельский И.В., Виноградова И.Э. Коэффициенты трения. Справочное пособие. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1962. — 220 с.
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. — 8-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 2001.
3. ГОСТ Р 50891-96. Редукторы общемашиностроительного применения. Общие технические условия. — М.: Издательство стандартов, 1996. — 32 с.
4. Гольдфарб В.И., Трубачев Е.С. Создание высокоэффективных редукторов приводов трубопроводной арматуры. Материалы 1-й Международной конференции «Трубопроводная арматура XXI века», — Курган, 2008, с. 68-76.
5. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Высш. шк., 1985 — 416 с.: ил.
6. Кудрявцев В.Н., Кузьмин И.С., Филиппенков А.Л. Расчет и проектирование зубчатых редукторов. Справочник. — СПб.: Политехника, 1993. — 448 с.: ил.
7. Орлов П.И. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие. В 2-х кн. Кн. 1/Под ред. П. Н. Учайева. — Изд. 3-е, испр. — М.: Машиностроение, 1988. — 560 с.: ил.



Рис. 4. Некорректные исполнения консольных валов