

**ОПЫТ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МУЛЬТИПЛИКАТОРОВ
С КОСОЗУБЫМИ ПЕРЕДАЧАМИ ДЛЯ ПРИВОДОВ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК**

А. Е. БЕЛЯЕВ

(Представлена научным семинаром кафедры прикладной механики)

Согласно [1], наибольшая нагрузочная способность зубчатых колес, работающих с высокими скоростями ($20 \div 60$ м/сек), приходится на диапазон $18 \div 20^\circ$. Это позволяет предположить, что традиционная схема мультипликаторов, применяемых в энергомашиностроении (приводы газодувов, трубокомпрессоров и т. п.), может быть изменена: вместо шевронных передач можно применять косозубые. При этом сокращаются осевые габариты привода и резко упрощается зубонарезание.

В связи с этим под руководством и при участии автора было спроектировано большое количество мультипликаторов для приводов стационарных энергетических установок. Ниже описывается конструкция этих мультипликаторов с косозубыми колесами и упорными шайбами, воспринимающими осевые нагрузки.

Корпус мультипликатора выполняется литым с горизонтальным разъемом, плоскость которого проходит через оси валов. Такая конструкция очень удобна и в изготовлении, и при монтаже, хотя и несколько завышена по весу в сравнении с другими конструкциями одноступенчатых редукторов.

Крышка корпуса для центровки устанавливается на контрольных штифтах и крепится к основанию болтами. Для облегчения разработки в крышке предусматриваются отжимные болты. И крышка, и корпус выполнены достаточно жесткими, чтобы избежать возможных деформаций под действием внутренних и внешних сил. Корпус смонтирован на специальной раме, что позволит избежать часто встречающиеся неприятности, вызванные деформациями корпуса при обкатке и монтаже.

На боковых стенках корпуса имеются специальные приливы, где размещаются подшипниковые узлы передач. Практика заводов (и в первую очередь Невского машиностроительного завода им. В. И. Ленина—НЗЛ), изготавливающих редукторы турбинного типа, показала, что наиболее надежной является конструкция, при которой подшипники имеют крышки, не связанные с общей крышкой мультипликатора. Такие крышки крепятся к основанию на шпильках либо на каждый подшипник (при достаточно большом расстоянии между расточками корпуса), либо на два подшипника.

Заливка баббитом подшипников (рис. 1) 2 произведена на гладкую поверхность вкладыша с диаметральной зазор по валу $0,3 \div 0,4$ мм (опыт эксплуатации подобных редукторов и мультипликаторов показал, что подобная заливка ничем не отличается от принятой ранее заливки на дорогостоящий «ласточкин хвост»). Одна из опор мультипликатора

выполнена в виде подшипника с упорными буртами для устранения возможности осевых перемещений вала, другая — без опорных буртов.

В описываемых конструкциях удельные давления не превышают $20 \div 24 \text{ кг/см}^2$, отношение длины вкладыша (l) к диаметру вала (d) — $0,8 \div 1$. Скорость цапфы не превышает 50 м/сек . Для удобства эксплуатации на каждом подшипнике устанавливаются ртутные термометры либо термометры сопротивлений (для дистанционных замеров), для которых предусмотрены соответствующие сверления.

Крышки мультипликатора со стороны входного и выходного вала выполнены врезными с уплотнениями валов в виде колец (зазор на сторону $0,15 \div 0,2 \text{ мм}$), остальные крышки — обычной конструкции.

Зубчатые колеса выполнены со стандартным профильным углом (применение профильных углов больше 20° , при которых увеличивается несущая способность зацепления, требует специального инструмента и может быть рекомендовано лишь при наличии общей технологической подготовки производства; при этом никаких конструктивных изменений вносить не нужно, а применение нестандартного профиля даст возможность увеличить запас прочности). Малое зубчатое колесо — цельнокованное (вал-шестерня) изготавливается из стали 30Х2Н2ВФМА с азотированными зубцами (твердость поверхности $HV = 750 \div 900$). Как показывает опыт Кировского завода, указанная сталь является наиболее удачным вариантом из всех азотируемых сталей (в частности, при уровнях величин коэффициента несущей способности $K_0 = 20 \div 22 \text{ кг/см}^2$, которые заложены в передачах с высоким перепадом твердости, не наблюдается отслаивание упрочненного слоя). Отказ от стали 38ХМЮА объясняется худшей ее прокаливаемостью при больших сечениях заготовок. Азотация является последней перед контролем операций. Зубчатое колесо изготавливается из сталей 34ХНЗМ (марка стали, применяемая для скоростных передач). Термообработка: улучшение до твердости $HV \approx 270 \div 300$. Сборка колеса с валом осуществляется с помощью нагрева колеса в масле до температуры приблизительно 150°C , применяемая посадка А/Пр. Степень точности (по нормам плавности) по ГОСТ 1643-56 и ГОСТ 1758—56 — четвертая, пятая. Колесо и шестерня имеют с торцев специальные кольцевые буртики для проверки межцентрового расстояния специальным шаблоном.

В мультипликаторе предусмотрены принудительная смазка из центральной масляной системы всей установки. Насос (центробежного или шестеренчатого типа) устанавливается на валу колеса.

В связи с тем, что предлагаемые мультипликаторы имеют габариты меньше существующих, а расход масла (и, следовательно, габариты масло-насоса) достаточно велик, межцентровое расстояние (в случае монтажа насоса на тихоходном валу) определяется только его габаритами. Вследствие этого несущая способность передач может оказаться чрезвычайно заниженной. Другим возможным вариантом компоновки насоса является отбор мощности для насоса. Но в этом случае приходится проектировать мультипликатор с паразитным колесом (поскольку число оборотов насоса должно быть таким же, как и у тихоходного вала), что резко увеличивает габариты корпуса.

Оба описанных варианта, на наш взгляд, неудачны. Вероятно, самым целесообразным (с точки зрения конструкции, технологии и по экономическим соображениям) является вариант монтажа насоса (с двигателем) отдельным агрегатом.

Смазка подшипников и зацепления производится одним маслом (турбинное Л), давление 2 атм. , температура на входе — $25 \div 30^\circ\text{C}$. К подшипникам масло подается по сверлениям в корпусе мультипликатора, причем сечение сверлений подбирается из расчета движения масла $1 \div 2 \text{ м/сек}$. Смазка зацепления производится через специальный

маслопровод и разбрызгивающее сопло. Слив масла может производиться с любого из двух торцов (для удобства эксплуатационников), причем отверстие для стока масла в корпусе делается из расчета, чтобы все количество поступающего масла выходило со скоростью около 5 м/сек.

Выходной и входной концы валов мультипликатора соединяются с агрегатами установки зубчатыми муфтами.

Устройство для восприятия осевых сил (поскольку валы монтируются на подшипниках скольжения) состоит из конусной шайбы 4 (с углом конуса $\gamma=40^\circ$) и специальной конусной проточки (упорные конуса), сделанной на торце колеса 5 (рис. 1). Конусная шайба посажена на вал шестерни 1 по прессовой посадке и стопорится (в зависимости от

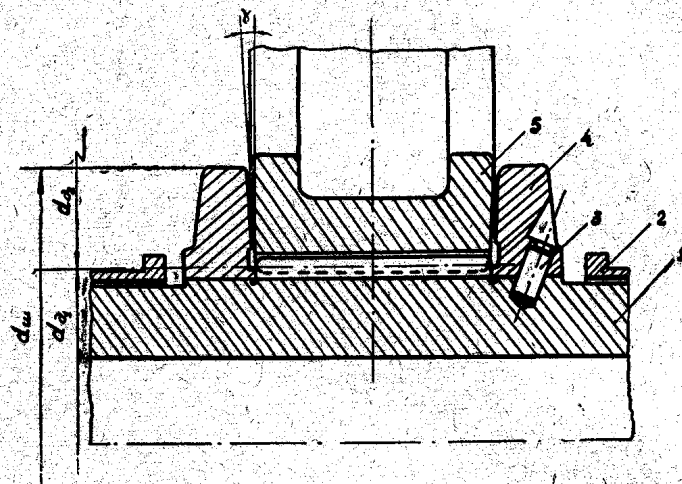


Рис. 1. Конструкция упорного устройства (для восприятия осевых сил), примененного в одноступенчатых конусозубых мультипликаторах энергетических установок

величины осевого усилия) 4—6 штифтами 3. Конусы шлифованные, причем отклонения угла (для обеспечения заданной линии контакта) не должно превышать $2\div5'$. Осевой зазор между конусами составляет $1\div1,5$ мм.

Работа мультипликатора не требует реверсирования. Однако конструкция упорного устройства выбрана с учетом возможного изменения направления осевой нагрузки. Это связано с тем, что при возможном обесточивании электродвигателя (в паре с которым работают иногда эти приводы) компрессор начнет разворачиваться в обратную сторону за счет избыточного давления, а это, в свою очередь, повлечет за собой разворот в противоположную сторону зубчатых передач.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. Е. Беляев. Влияние угла наклона зубьев на несущую способность зубчатых передач. Энергетическое машиностроение, № 9, НИИИНФОРМТЯЖМАШ, М., 1965.