

Л. Б. Резенблом

УСТАНОВКА ДЛЯ СКОРОСТНЫХ ИСПЫТАНИЙ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС.

Изучение работы зубчатых колес показало, что интенсивность износа можно значительно снизить путем целого ряда мероприятий: радиального корригирования, фланкирования^{х)}, применением некоторых сортов смазки, повышением износостойкости рабочих поверхностей зубцов и т. п.

Все эти факторы трудно поддаются учету теоретическим путем и поэтому параметры необходимые для расчета зубчатых колес могут быть получены лишь при помощи эксперимента. Длительность испытаний зубчатых колес не дает возможности получить в короткий срок хотя бы предварительных данных, необходимых для расчета зубчатых колес, в особенности тогда, когда мы изменим профиль зубца, применяем новый материал или новый вид термообработки. Поэтому нами выбран в качестве темы для проекта установка для скоростных испытаний зубчатых колес. Испытывая сравнительно узкие колеса ($B \approx m$) мы имеем возможность создать на рабочих поверхностях зубцов большие удельные давления при сравнительно малых внешних нагрузках. В соединении с большими числами оборотов колес это дает возможность сравнительно быстро получить измеримую величину износа. Мы отдаем себе отчет в том, что условия работы таких узких колес довольно сильно отличаются от действующих условий работы обычных колес ($B = (10-20)m$). Достаточно указать, что вследствие малой длины зубцов смазка их значительно хуже (выдавливается смазка с торцов), чем при длинных зубцах. С другой стороны меньше влияние на работу колес деформации валов, неточностей монтажа. Тем не менее подобные испытания, являясь предварительными дают достаточный материал для установления режима для испытания колес с практическими размерами. Таким образом значительно сокращается период исканий оптимальных параметров и испытания "настоящих" колес носят уже проверочный характер.

В предлагаемой установке нагрузка на зубцы создается предварительной закруткой валов в замкнутом контуре, образованном зубчатыми колесами и соединительными валами по принципу циркуляции мощности в замкнутом контуре при помощи муфты закрутки (см. ниже). Достоинство такого метода нагружения заключается в том, что для приведения установки в движение нужна мощность,

х) Фланкирование — замена части эвольвенты у головки зуба дугой или прямой. Фланкирование в значительной степени смягчает кромочный удар и помогает образованию масляного слоя между зубцами. Учитывая положительный эффект фланкирования, оно введено в ОСТ на зубчатые колеса.

необходимая только лишь на преодоление потерь в подшипниках и зубчатых парах, в то время как в контуре циркулирует значительно большая мощность.

Такой метод нагружения колес позволяет нам одновременно испытывать четыре пары зубчатых колес. Максимальная циркулирующая мощность при этом 170 л.с., в то время как от мотора подводится 12 квт. На зубцах создается давление до 20000 кг/см². Первый вал установки может вращаться со скоростью 400-4000 об/мин в зависимости от соотношения чисел зубцов шестерен мультипликатора.

Испытания проводятся с зубчатыми колесами, имеющими специальный профиль зубцов (фиг. 1)

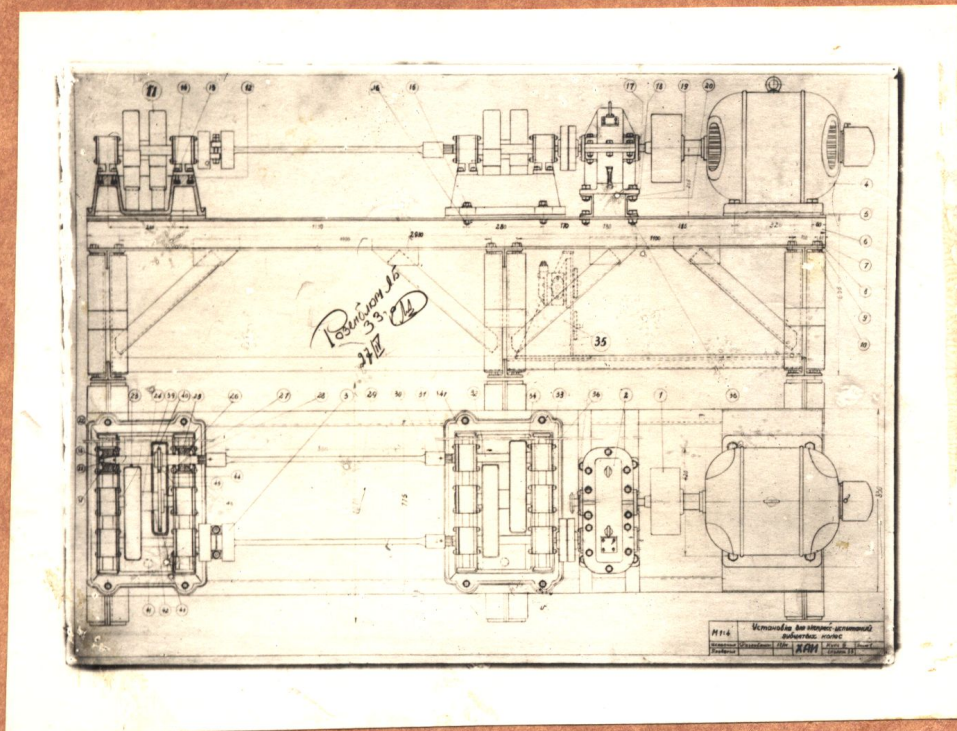


Фиг. 1.

Такие зубцы допускают большие удельные давления не боясь поломки.

Для определения влияния различных смазок на износ каждая зубчатая пара помещается в отдельный кожух. В нашей установке смазка может быть осуществлена либо окунанием (наливая ее в корпус), либо принудительной подачей в зацепление. Второй способ смазки применяется при больших окружных скоростях на шестернях. Принудительная смазка осуществляется при помощи 5-ти центробежных насосов, установленных на стойке и соединенных цепной передачей с валом колеса мультипликатора. Поскольку центробежные насосы не откачивают, они установлены ниже корпусов с испытываемыми шестернями. Температуру смазки можно менять меняя количество циркулирующей смазки.

Мощность от мотора через мультипликатор подводится к первому стану установки (фиг. 2)



Фиг. 2. Общий вид установки.

Второй стэнд соединен с первым двумя гибкими валами. Цель такого соединения в том, чтобы уменьшить влияние динамики одного стэнда на работу другого.

Быстрая и сравнительно легкая смена испытываемых колес обеспечена соответствующим устройством опор: опорные шарикоподшипники одеты на втулки, имеющие внутренний конус. Втулки с подшипниками одеваются на соответствующий конус вала и затягиваются установленным кольцом, которое навинчивается на нарезанный конец вала.

Для испытания зубчатых пар с разным межцентровым расстоянием стойки опор подшипников сделаны передвижными. Они перемещаются своими выступами вдоль пазов плиты и потом затягиваются болтами.

Один из гибких валов соединен с валами стэндов при помощи шлицевых муфт. Второй вал одним концом соединен с валом стэнда тоже шлицевой муфтой, а другим - с валом второго стэнда при помощи так называемой муфты закрутки.

Муфта закрутки. (фиг. 3). Полумуфты имеют по два пальца, соединенные попарно между собой болтами на призматических шайбах.

Фиг. 3. Муфта закрутки.

Шарикоподшипник служит для центровки и допускает некоторую несоосность соединяемых валов. При завинчивании гайки соединительного болта полумуфты проворачиваются одна относительно другой и испытываемые колеса нагружаются. Замер момента производится при помощи электротензометра. Датчики тензометра наклеиваются на болты муфты закрутки и можно считать (пренебрегая изменением расстояния от оси болтов до оси муфты), что момент закрутки прямо пропорционален сумме усилий в болтах. Давление на зубцах определяется по моменту закрутки. Однако, когда колеса приходят во вращение от мотора, нагрузка на зубцах изменяется. Этот вопрос разобран в книге Лисова "Карданные механизмы" (стр. 137).