

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ НА БАЗЕ ВОЛНОВЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Санюкевич Ф.М.

Брестский государственный технический университет
Брест, Республика Беларусь

Применение в механических приводах волновых зубчатых передач обеспечивает значительное уменьшение габаритов и массы этих.

На рисунках 1 и 2 приведены примеры таких конструкций, разработанные автором совместно с В.И. Тростинным.

На рис. 1 показан механизм подъёма груза с приводом от двигателя АИР 112 МВ8. Предлагаемая конструкция механизма базируется на волновом зубчатом редукторе, фланец-стакан 1 которого крепится к кронштейну 2, закреплённому на раме 3. Гибкое колесо 4 с помощью шлицев соединено с диском 5. Последний в свою очередь жестко соединён с помощью винтов и штифтов с неподвижным фланцем 1. Жесткое колесо установлено на крышке 7 и соединено с ней посредством винтов. При этом вращение кулачкового генератора волн, состоящего из кулачка 8 и напрессованного на него специального гибкого подшипника 9, вызывает вращение колеса 6, а значит, и связанного с ним барабана 10 (диаметр барабана 460 мм). Барабан 10 опирается на два радиальных шарикоподшипника 11. Вал 12 генератора опирается на радиальные шарикоподшипники 13 и 14 и жестко соединён с валом двигателя 15, прикрепленного посредством шпилек к кронштейну 2. С целью уменьшения напряжений во впадинах между зубьями гибкого колеса, неравномерности распределения нагрузки на зуб по ширине зубчатого венца и между зонами зацепления, нагрузки на генератор волн и повышения КПД, надёжности и долговечности редуктора предусмотрено: применение кулачкового генератора, лучше другого генератора сохраняющего под нагрузкой принятую форму деформирования гибкого колеса; расположение генератора посередине зубчатого венца; деформирование гибкого колеса по форме кольца, растянутого четырьмя силами, расположенными под углом 25° к большей оси генератора (овала деформирования). В соединении диска 5 с гибким колесом 4 предусмотрен зазор 2,5 мм, обеспечивающий колесу осевую подвижность в работающей передаче. Это снижает напряжение в гибком колесе. Дальнейшему его перемещению препятствуют диски 16 и 17. Передаточное отношение данного волнового редуктора при неподвижном гибком колесе $i_{hb}^g = 202$. Число волн деформирования гибкого колеса $U=2$. Коэффициент числа зубьев $Y_z=1$. Числа зубьев колёс: гибкого $Z_g=402$, жесткого $Z_b=404$. Модуль зацепления $m=0,6$ мм. Угол исходного контура инструмента $\alpha=20^\circ$. Величина радиального перемещения гибкого колеса вдоль большей оси генератора $\omega_b=m=0,6$ мм. Внутренний диаметр гибкого колеса $d_k=240$ мм, его длина $l=0,8d_k=192$ мм. Толщина гибкого колеса: по впадине между зубьями $\delta=0,0125d_k=3$ мм, гладкой части $\delta_l=0,6\delta=1,8$ мм. Материал гибкого и жесткого колёс – сталь 45, термообработка – улучшение (твёрдость 28...32 HRC_s). Нор-

мально-замкнутый колодочный тормоз 20 устанавливается на кронштейне 18, прикреплённом к лапам двигателя 15. Крышка – зубчатое колесо 21, прикрепляемое к барабану 10, зацепляется с шестерней ограничителя 22 подъёма и опускания груза.

Предлагаемая конструкция механизма подъема может быть использована при загрузке станков.

На рис. 2 приведена конструкция привода двухцепного конвейера на базе волновой передачи. Двигатель 12 привода (АИР 160М6) крепится к кронштейну 14, который в свою очередь, как и волновой редуктор, прикреплен к раме 15, установленной между грузовой и холостой ветвями конвейера (на рис. 2 дан вид сверху на предлагаемый привод). Редуктор расположен симметрично относительно звёздочек 10 для тяговых пластинчатых цепей, поэтому принято его симметричное исполнение с двусторонним отбором мощности на выходе. Для сокращения осевых габаритов и увеличения его крутильной жёсткости, гибкое колесо 6 выполнено коротким в виде кольца с одним внешним зубчатым венцом (на рис. 2 зачернено). При деформировании генератором гибкого колеса его зубья входят в зацепление одновременно с неподвижным жестким колесом 7 и ведомыми зубчатыми полумуфтами 3. При этом гибкое и жесткое колеса образуют волновое зацепление, а полумуфты – волновые зубчатые муфты. Жесткое колесо посажено на посадке H7/k6 в корпус 4 редуктора и прикреплено к нему болтами. Для предохранения зацепления от изменения зазоров предусмотрены конические штифты. Каждая из полумуфт опирается на два подшипника 8, смонтированных в крышках 9. Передача момента нагрузки с полумуфт звёздочкам 10 осуществляется шлицевым соединением. В редукторе предусмотрен трехдисковый (двухволновой) генератор, состоящий из дисков 16, 17 и 18, эксцентриковых втулок 20, 21 и 23 и вала 13.

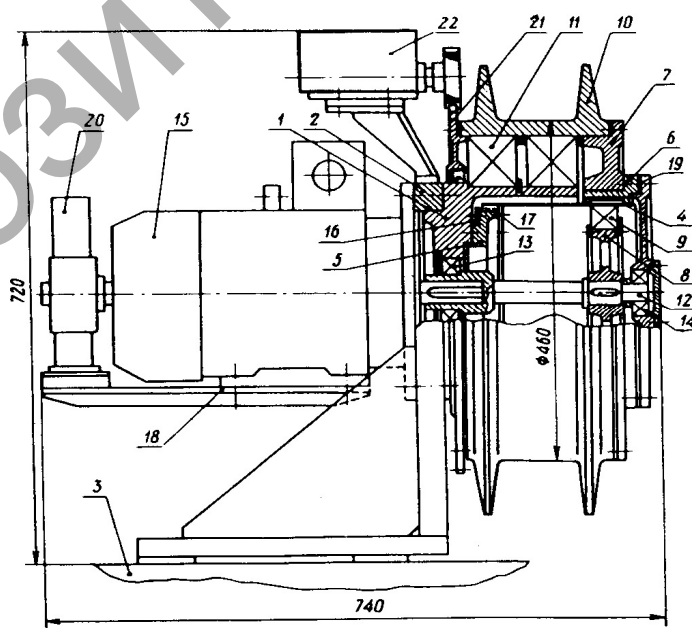


Рисунок 1. Механизм подъема груза

Каждый из дисков установлен на однорядном шарикоподшипнике. Втулки соединены с валом шлицами и установлены так, что обеспечивают смещение осей крайних и центрального дисков на величину $2e$ (e – эксцентриситет генератора). Вал опирается на шарикоподшипники 1, установленные в гнездах полумуфт 3. Осевому перемещению втулок вместе с дисками генератора препятствуют кольца 22, расположенные с обеих сторон крайних втулок и фиксируемые относительно вала стопорными кольцами. Для предохранения внутренней поверхности гибкого колеса от раскатывания дисками генератора и увеличения цилиндрической жесткости гибкого колеса предусмотрено подкладное кольцо 5. Осевому перемещению подкладного кольца и гибкого колеса препятствуют полумуфты 3. Отверстие 19 в левой полумуфте, закрываемое крышкой 2, может быть использовано при установке двигателя 12 с левой стороны или, при необходимости, тормоза (для этой цели предусматривают для вала 13 левый консольный участок). Вращение от вала двигателя 12 валу 13 передается через втулочную муфту 11. Передаточное отношение волнового редуктора при неподвижном жёстком колесе: $i_{hb}^g = 250$, число волн деформирования гибкого колеса $U=2$ (число зон зацепления), коэффициент числа зубьев $Y_z=1$. Число зубьев колёс: гибкого $z_g=500$, жесткого $z_b=502$, модуль зацепления $m=2,5$ мм, угол исходного контура инструмента $\alpha=20^\circ$.

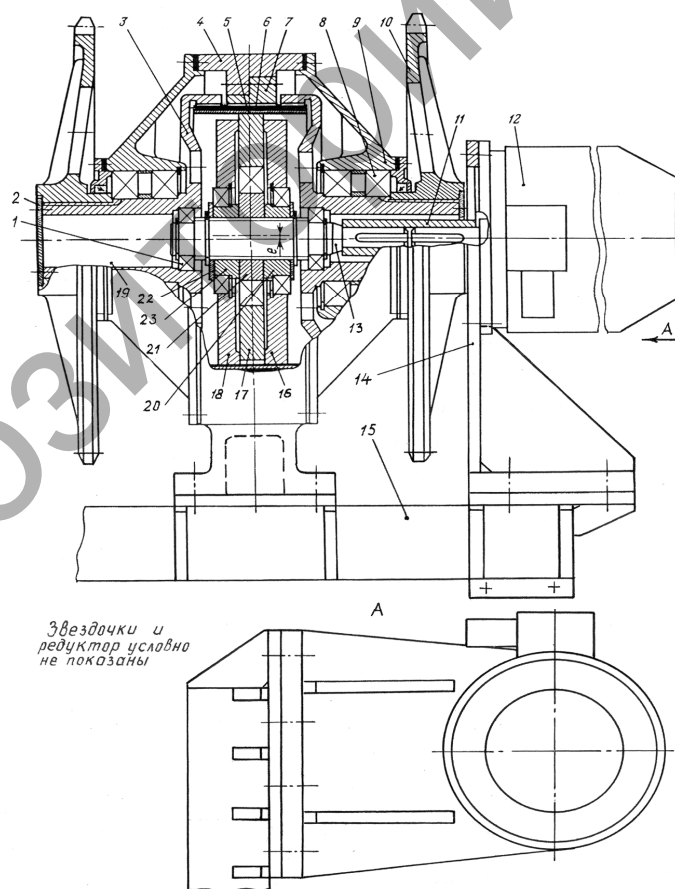


Рисунок 2. Привод двухцепного конвейера

Величина радиального перемещения гибкого колеса вдоль большой оси генератора $\omega_b = m = 2,5$ мм, эксцентриситет втулок $e = 9$ мм, угол обхвата дисков генератора гибким колесом 30° . Внутренний диаметр гибкого колеса $d_k = 480$ мм, его длина $l = 0,375d_k = 180$ мм. Материал гибкого и жесткого колёс – сталь 45, термообработка – улучшение (твёрдость 28...32 HRC₃).

Применение волновых передач в приводах позволяет, кроме уменьшения габаритов привода и его массы, повысить способность к кратковременным перегрузкам, обеспечить вследствие симметрии конструкции (рис.2) уравновешенность системы и равнонагруженность её элементов, малые нагрузки на валы и опоры, повысить технологичность привода, снизить дополнительные динамические нагрузки в приводе при реверсивной работе и шум вследствие малого изнашивания зубьев, связанного с малыми скоростями скольжения в зацеплении, и большого числа зубьев в одновременном зацеплении. Предлагаемые приводы будут обладать достаточно высокими КПД, нагрузочной способностью, надежностью и долговечностью.

УДК 62.529

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СРЕДЫ MS EXCEL ПРИ СОСТАВЛЕНИИ ОПЕРАТИВНО-СУТОЧНОГО ПЛАНА ТЕКУЩЕГО РЕМОНТА ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Концевич П.С., Волощук А.А.

Брестский государственный технический университет
Брест, Республика Беларусь

Процесс оперативно-производственного управления текущим ремонтом (ТР) транспортных средств (ТС) состоит из комплекса операций, выполняющихся в определенной последовательности и составляющих замкнутый технологический цикл, и имеет целью обеспечение выполнения заданий по ТР ТС с заданным уровнем качества при минимальных затратах. Достижение поставленной цели в значительной мере зависит от качества составления оперативно-производственного плана выполнения ТР на предстоящую смену и четкости его реализации [1].

Для принятия решений по вопросам оперативно-производственного планирования, а также для организации работы по реализации этих планов требуется следующая информация:

- на каких постах ремонта должны выполняться работы;
- какова технологическая последовательность и плановое время выполнения этих работ на каждом посту.

Необходимая информация представляется в виде двух характеристик требований на технические воздействия – диспетчерской и технологической.

Под диспетчерской характеристикой требования понимается содержащееся в ней сочетание работ с указанием планового времени их выполнения. Под технологической характеристикой требования – соответствие специализированным постам, участкам и совокупность технологических очередностей выполне-