

6
A 67

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ СССР

МОСКОВСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ИНЖЕНЕРНО-
СТРОИТЕЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ им. В.В. КУЙБЫШЕВА

На правах рукописи

МАРГУЛИС Михаил Владимирович

СОЗДАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА С
ВОЛНОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ ДЛЯ МОШНЫХ РОТОР-
НЫХ ЭКСКАВАТОРОВ И ОТВАЛООБРАЗОВАТЕЛЕЙ

05.02.02 - Машиноведение и детали машин

Автореферат диссертации
на соискание ученой степени кандидата
технических наук

Москва - 1972 г.

МИСИ им. В.В.Куйбышева направляет Вам автореферат диссертации
МАРГУЛИСА М.В.

Работа выполнена в Московском инженерно-строительном институте
имени В.В.Куйбышева.

Научный руководитель : д.т.н., профессор ВОЛКОВ Д.П.

Официальные оппоненты : д.т.н., профессор ГИНЗБУРГ Е.Г.

к.т.н., доцент РУДЕНКО В.Н.

Ведущее предприятие: Ново-Краматорский машиностроительный
завод им. В.И.Ленина.

Защита диссертации состоится на заседании совета Механического
факультета "12" сентября 1972 г. в 15 часов, в аудит.
№ 411 Москва, Шлюзовая наб.8.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института за
10 дней до защиты.

Просим Вас принять участие в защите и направить Ваш отзыв по
автореферату в 2 экз. по адресу : ИИЗИИ4 Москва М-ИИ4, Шлюзовая
наб., дом 8 Ученый Совет.

Автореферат разослан "11" сентября 1972 г. № 3907

Ученый секретарь Совета
кандидат технических наук, доцент

СИНИЦЫН В.П.

Совершенствование механизмов привода с большими передаточны-
ми отношениями путем применения волновых зубчатых передач является
прогрессивным направлением в создании экономичных и высокопроизво-
дительных машин.

Проведенные в последние годы в нашей стране исследования во
многих ВУЗ'ах и организациях (МВТУ, СТАНКИН, МЭИ, ВЭПИ, ВЭМИ, ЛВИКА,
МИСИ и др.) однако, не привели еще к созданию и внедрению силовых
волновых зубчатых передач в механизмах с большими передаточными
отношениями и выходными моментами, где они могут дать значительный
техничко-экономический эффект.

Основными задачами диссертации являлись: создание механизма по-
ворота с высокомоментной волновой зубчатой передачей с большим пере-
даточным отношением применительно к роторным экскаваторам и отвало-
образователям, исследование и разработка рекомендаций по проекти-
рованию и технологии изготовления.

В главе I дается анализ конструкций механизмов привода поворо-
та мощных роторных экскаваторов и отвалообразователей отечественного
и зарубежного производства.

Показано, что механизмы привода поворота этих машин, в связи с
большими передаточными отношениями - $i = 300-15000$ и выходными мо-
ментами - $M_r = 3-50$ т.м отличаются большими габаритными размера-
ми и весом. Применение в них волновых зубчатых передач может дать
несомненный технико-экономический эффект.

Для обоснования нагружения создаваемого механизма с волновой
зубчатой передачей рассмотрены режимы нагружения механизмов привода
поворота роторных экскаваторов и отвалообразователей и построены
нагрузочные диаграммы. Основными исходными данными для анализа режи-
мов нагружения являлись : анализ динамических нагрузок и непосред-
ственный хронометраж работы механизмов поворота этих машин в забое.

Динамические нагрузки в механизмах привода и элементах конструк-
ций роторного экскаватора и отвалообразователя в процессе поворота



с учетом зазоров в кинематических парах в процессе пуска и торможения определялись, исходя из следующей системы дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + m_1 l_1 \ddot{\varphi}_n + c_1 x_1 &= 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + m_2 l_2 \ddot{\varphi}_n + c_2 x_2 &= 0 \\ J_n \ddot{\varphi}_n + m_1 (\ddot{x}_1 + \varphi_n l_1) l_1 + m_2 (\ddot{x}_2 + \varphi_n l_2) l_2 + c_n \varphi_n &= 0 \\ J_m (\ddot{\varphi}_n + \ddot{\varphi}_m) + c_m \varphi_m &= M(t) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где m_1, m_2 - приведенные массы стрелы ротора и консоли противовеса;

x_1, x_2 - линейные перемещения оголовков стрелы ротора и консоли противовеса или приемной и отвальной консолей;

φ_n, φ_m - угловые перемещения платформы и якорей двигателей привода;

J_n, J_m - приведенные моменты инерции поворотной платформы и механизмов привода;

c_1, c_2, c_n - жесткости стрелы ротора и консоли противовеса или приемной и отвальной консолей и механизмов привода;

l_1, l_2 - длины стрелы ротора и консоли противовеса или приемной и отвальной консолей;

$M(t)$ - движущий момент.

В связи с тем, что механизм поворота с волновой зубчатой передачей разрабатывался нами применительно к разгрузочной стреле роторного экскаватора ЭРШР-1600, был произведен подробный анализ динамических нагрузок для двух вариантов исполнения этого механизма: с цилиндрическими 4^х-ступенчатыми редукторами, применяющимися в настоящее время, и с предложенными редукторами с волновой зубчатой передачей.

Этот анализ показал, что волновая зубчатая передача существенно (~ на 20%) снижает динамические нагрузки, возникающие при пуске и торможении механизма привода поворота.

Далее в главе I изложено состояние вопросов создания и исследования механизмов с силовыми волновыми зубчатыми передачами в нашей стране и за рубежом. Из анализа литературных источников следует, что до

последнего времени, в основном, исследовались волновые зубчатые передачи с выходными моментами не более 1000 кгс.м и передаточными отношениями до 150.

В последние годы в МИСИ им. В.В. Куйбышева были созданы волновые зубчатые передачи с дисковым генератором волн с номинальными выходными моментами - 1000-1200 кгс.м и передаточными отношениями - 150+250. Исследования этих механизмов показали, что они обладают высокими качественными показателями, а предельные передаваемые моменты превышали в 2-3 раза номинальные.

Параллельно с этими передачами создавался рассматриваемый механизм поворота с волновой зубчатой передачей с дисковым генератором волн с номинальным выходным моментом - $M_{вых} = 8000$ кгс.м и передаточным отношением - $i = 365$.

В главе II приводится обоснование схемы, основных параметров и конструктивных решений механизма поворота с волновой передачей, принятого для исследования. Рассматриваются особенности, которые следует учитывать при выборе конструкции и основных параметров высокомоментной волновой зубчатой передачи с большим передаточным отношением. Анализируются известные основные рекомендации по расчету силовых волновых зубчатых передач. Отмечено, что оптимизация зацепления в них предусматривается, в основном, за счет получения максимальной парности контактирующих зубьев, а в основу силового расчета передач положено определение нейтрального диаметра гибкого колеса в опасном сечении из условия обеспечения прочности рабочих поверхностей зубьев на смятие. Однако анализ работы двухволновых зубчатых передач с дисковым генератором волн с выходным моментом более 1000 кгс.м и передаточными числами - 150+250, исследованных в МИСИ, показал, что как контактная, так и изгибная прочность зубьев не являются основными критериями работоспособности этих передач. Для этих передач характерны соизмеримая с высотой зубьев радиальная деформация сопряженных звеньев, которая может

привести к выходу зубьев из зацепления и которая сопровождается дополнительными ударными нагрузками, приводящими к смятию зубьев и разрушению колес. Таким образом, одним из основных критериев работоспособности высокомоментных волновых зубчатых передач с большими передаточными отношениями можно считать: отсутствие выхода зубьев из зацепления и напряженное состояние гибкого колеса.

Исходя из вышеизложенного, при геометрическом расчете рассматриваемых волновых зубчатых передач необходимо учитывать значительно изменяющиеся условия зацепления зубьев в результате деформации сопряженных звеньев передач. Показано, что наиболее вероятным видом интерференции в волновом зубчатом зацеплении может быть интерференция 2-го рода.

Учитывая это, определение коэффициентов смещения исходного контура при создании опытных образцов передачи производилось из условия отсутствия интерференции зубьев на входе в зацепление для чисел зубьев жесткого колеса Z_2 и условного гибкого колеса $Z_{гy}$, облегающего диски генератора под нагрузкой.

$$Z_{гy} = \frac{D_{ny}}{m_n} \quad (2)$$

где $D_{ny} = d_d + (d_n - d_i)$ - нейтральный диаметр условного гибкого колеса;

d_d - диаметр диска генератора;

$d_n = 0,5(d_e + d)$ - нейтральный диаметр недеформированного гибкого колеса;

d - наружный диаметр гибкой оболочки;

d_e, d_i - наружный и внутренний диаметры проставочного кольца;

$m_n = \frac{d_n}{Z_1}$ - модуль по нейтральному диаметру недеформированного гибкого колеса;

Z_1 - число зубьев гибкого колеса.

Исключение возможности появления интерференции зубьев под нагрузкой из-за деформации сопряженных звеньев передачи предлагается обеспечивать назначением запаса по интерференции 2-го рода коэффи-

циентом μ .

$$\mu = \frac{\Delta m_{max}}{\Delta m_e} \quad (3)$$

где $\Delta m_{max} = m_{max} - m_2$;

m_{max} - максимально возможный модуль по диаметру выступов гибкого колеса при отсутствии интерференции 2-го рода;

$\Delta m_e = (m_1 - m_2)$ - фактическая разница модулей по окружностям выступов гибкого и жесткого колес.

При $\mu = 1$ зубья передачи не интерферируют, но не имеют запаса по интерференции 2-го рода. На основе проведенных исследований для рассматриваемых нами передач с $i \approx 250+400$ рекомендуются значения коэффициента μ в пределах - 1,05+1,15.

Кроме того, такой выбор коэффициентов смещения исходного контура гибкого и жесткого колес способствует обеспечению минимальной разнотолщинности зубьев, что положительно сказывается на уменьшении деформации зубьев под нагрузкой.

Выбор основных геометрических параметров генератора волн - диаметра дисков d_d и эксцентриситета их установки e - производился из условий обеспечения оптимальной долговечности гибкого колеса, определяемой величинами изгибных и контактных напряжений; многопарности зацепления; необходимой радиальной жесткости узла "генератор - гибкое колесо" и возможности сборки передачи.

Соблюдение условия сборки передачи при оптимальной величине натяга ψ , необходимой для компенсации радиальной деформации сопряженных звеньев под нагрузкой, предлагается оценивать коэффициентом запаса собираемости, определяемого как

$$\lambda = \frac{\Delta l}{d_i} \quad (4)$$

где $\Delta l = \pi(d_i - d_d) - 4e$ - запас собираемости.

При этом величина натяга определяется как

$$\psi = (d_d - d_i) + (2e - 2A) \quad (5)$$

где A - межосевое расстояние, равное величине радиальной деформации гибкого колеса.

При определении параметров созданных передач принимались номинальные значения коэффициента запаса собираемости и натяга соответственно $\lambda = 0,02$ и $\gamma = 0,6$ мм, что обеспечило сборку передач и получение максимального к.п.д. при величинах нагрузок, близких к номинальным, за счет отсутствия интерференции 2-го рода ($\mu > 1$) и минимальной деформации сопряженных звеньев.

На основе проведенных исследований для рассматриваемых передач рекомендуются значения коэффициента λ в пределах $0,02-0,025$. Диаметр дисков генератора d_d и эксцентриситет e рекомендуется определять как

$$d_d = \frac{(3,1166 + 3,1216)d_i - 2K}{1,1416}; \quad (6)$$

$$e = \frac{K - d_d}{2}; \quad (7)$$

где

$$K = (D_e + 2A) - [(d_e - d_i) + (D_e - d_e)];$$

D_e - диаметр окружности выступов гибкого колеса.

Сравнительный расчет параметров d_d и e для разработанных передач по известным рекомендациям показал, что они не приемлемы, т.к. не соблюдаются условия сборки передачи.

Силовой расчет основного исходного параметра - нейтрального диаметра в опасном сечении гибкого колеса d_n производился из условия обеспечения прочности его на кручение с учетом рекомендаций, разработанных в МИСИ им. В.В. Куйбышева.

Для исследования была разработана конструкция механизма поворота с двухволновой зубчатой передачей с дисковым генератором волн. Диаметр дисков генератора был принят близким к диаметру гибкого колеса. Это позволило ограничить радиальные прогибы гибких звеньев, уменьшить контактные напряжения в местах контакта их с дисками, снизить скорости вращения подшипников дисков и момент инерции генератора волн. Диски

были закреплены неподвижно в осевом направлении на эксцентриковом валу генератора, жестко установленного в корпусе механизма на конических подшипниках. Гибкое колесо устанавливалось по генератору. Жесткое колесо неподвижно крепилось в корпусе механизма.

По разработанной конструкции были созданы два опытно-промышленных механизма привода поворота с волновой зубчатой передачей для разгрузочной стрелы мощного роторного экскаватора ЭРШР-1600. Созданные механизмы имели следующие параметры: номинальный момент на выходном валу - 8000 кгс.м; мощность и число оборотов двигателя привода - 7 квт и 750 об/мин; общее передаточное число механизма и волновой зубчатой передачи - 730 и 365; число зубьев гибкого и жесткого колес - 730 и 732; модуль зацепления - 1 мм, профиль зубьев эвольвентный с углом профиля исходного контура - 20° ; коэффициенты смещения исходного контура гибкого и жесткого колес - 4,0 и 4,12; эксцентриситет - 10 мм; диаметр диска - 682,4 мм; толщина стенки, диаметр и длина гибкого колеса соответственно - 7,740 и 365 мм, материал гибкого и жесткого колес - сталь 30ХГС и 40Х.

В главе III рассматриваются результаты исследований процесса изготовления волновой зубчатой передачи. Приводится обоснование выбора параметров заготовок, технологической оснастки, режимов термической и механической обработки специфических деталей созданных волновых зубчатых передач. Показано, что для бездефектного изготовления гибких звеньев передач с внутренними диаметрами - 500, 600, 700, 800, 900 и 1000 мм и толщинами стенок соответственно - 6,5; 8; 10; 12; 14 и 16 мм необходимо применение специальных жестких регулируемых оправок. Допустимая разнотолщинность стенок гибких звеньев передач указанных типоразмеров - 0,04 - 0,08 мм. Приведены конструкции оправок для термической и механической обработки гибких звеньев, разработанные автором, и рекомендуемая технология механической обработки гибких звеньев передач. Рассмотрены вопросы контроля действительных размеров и качества обработан-

ных поверхностей специфических деталей волновых зубчатых передач. Показано, что контроль правильности нарезания мелкозубчатого волнового зацепления предпочтительнее осуществлять фактическим размером по роликам (проволочкам) M_{pp} из-за малых линейных размеров зубьев и независимости его от погрешностей изготовления окружности выступов контролируемых колес. Освещены вопросы монтажа и демонтажа рассматриваемых передач.

В главе IV приводятся методика и результаты экспериментальных исследований созданных опытно-промышленных образцов механизмов.

Исследования проводились на специальном стенде с замкнутым силовым потоком, разработанном автором, а также непосредственно в эксплуатационных условиях на мощном роторном экскаваторе ЭРШР-1600 в Морозовском угольном разрезе, комбината "Александрияуголь", Кировоградской области. Нагружающим устройством на стенде являлся один из исследуемых механизмов, работавший в режиме мультипликатора.

В процессе исследований изучались изменения к.п.д., нагрузочной способности, радиальной жесткости сопряженных звеньев, крутильной жесткости, кинематики волнового зацепления, напряженного состояния гибких колес, формы и пятна контакта зубьев волнового зацепления и подвижного соединения, а также температурный режим, уровень шума, вибрация и долговечность передач.

При исследованиях варьировались нагрузки на выходных валах в пределах - $M_r = 0 + 15000$ кгс.м; числа оборотов генератора волн - $n_r = 375$; 188 и 94 об/мин; величины натяга в зацеплении - $\gamma = 0,1$; 0,6; 1,1 и 1,6 мм; конструктивные размеры гибких колес: длина гладкого пояса перед волновым зубчатым венцом - $a = 12,5$; 17,5; 25 и 35 мм; ширина зубчатых венцов подвижного соединения - $b_c = 1,5$; 1,0; 0,7 и 0,5 δ (где δ - ширина зубчатого венца волнового зацепления) и толщина стенки проставочных колец - $t_k = 10$; 10,25; 10,5 и 10,75 мм, что соответствовало коэффициенту запаса собираемости в пределах - $\lambda = 0,016 + 0,028$.

Измерение нагрузок на ведомом и ведущем звеньях и напряжений в гибких колесах осуществлялось с помощью тензодатчиков, а скоростей звеньев - с помощью тахометров. Максимальная нагрузочная способность передач без нарушения зацепления определялась статическим приложением нагрузки с помощью мерного рычага с динамометром, который закреплялся на валу генератора, а выходной вал при этом затормаживался.

Анализ результатов исследований основных качественных характеристик созданных механизмов с волновыми зубчатыми передачами выявил следующее:

- С ростом нагрузки до величины, близкой к номинальной - ~ 9000 кгс.м, основные характеристики (к.п.д., напряженное состояние гибких оболочек, крутильная жесткость, количество контактирующих зубьев и др.) существенно изменялись. При дальнейшем увеличении нагрузки эти параметры изменялись незначительно, что объясняется стабилизацией формы деформации поперечного сечения гибкого колеса при определенном уровне нагрузки.
- Оптимальная величина предварительного натяга для исследованных передач составляла - $\gamma = 0,6$ мм, что соответствовало коэффициентам запаса собираемости и по интерференции 2-го рода соответственно - $\lambda = 0,02$ и $\mu = 1,09$.
- Максимальная нагрузочная способность передачи без нарушения зацепления (M_{Tmax}) при статическом закручивании гибкого колеса растет с увеличением натяга.

При натягах, изменявшихся в пределах - $\gamma = 0,1 + 1,6$ мм величина ее соответственно составляла - $M_{Tmax} = 15500 + 27400$ кгс.м. При оптимальной рекомендуемой величине натяга максимальная нагрузочная способность исследованных передач составляла - $M_{Tmax} = 21500$ кгс.м, что в 2,7 выше номинальной и обеспечивало надежную работу механизма при перегрузках в условиях эксплуатации.

В результате исследований предложена эмпирическая зависимость для

определения максимальной статической нагрузочной способности высоко-моментных волновых зубчатых передач с большими передаточными отношениями:

$$M_{rmax} = \frac{3,3 K C_p V_{opt} D_{el}}{1000} \quad \text{тс.м} \quad (8)$$

где C_p - суммарная радиальная жесткость сопряженных звеньев в передаче (тс/мм).

При этом, для передач с расчетными моментами $M_r = 8000 + 15000$ кгс.м необходимо обеспечивать суммарную радиальную жесткость в пределах $C_p \approx 16 + 25$ тс/мм.

V_{opt} - оптимальная величина натяга (мм). Рекомендуемая величина натяга для рассматриваемых типоразмеров передач $-V = (0,0007 + 0,001) d_i$, где d_i - внутренний диаметр гибкой оболочки (проставочного кольца);

D_{el} - диаметр окружности выступов гибкого колеса (мм);

K - коэффициент, учитывающий величину отношения фактического натяга в зацеплении V_{ϕ} к его оптимальному значению V_{opt} и принимается в зависимости от указанного отношения:

V_{ϕ}/V_{opt}	0,15	0,3	0,5	0,7	0,85	1,0	1,15	1,35	1,5	1,7	1,85
K	0,72	0,77	0,83	0,89	0,95	1,0	1,03	1,05	1,08	1,1	1,14

г) Для получения при номинальной нагрузке стабильного значения к.п.д., близкого к максимальному, необходима приработка передачи при постепенном повышении нагрузки до номинального значения.

Исследованные передачи прирабатывались при последовательном увеличении нагрузки $- 0,25M_{ном}$; $0,5M_{ном}$ и $M_{ном}$ в течение 20 часов и их к.п.д. после приработки в режимах редуктора и мультипликатора соответственно составлял $- \eta_p = 0,84$ и $\eta_m = 0,65$.

Максимальное значение к.п.д. при номинальной нагрузке достигается после длительной работы передач.

У исследованных передач в режимах редуктора и мультипликатора максимальный к.п.д. при номинальной нагрузке был зафиксирован после отработки ими на стенде около 1500 часов и составлял соответственно $- \eta_p = 0,87$ и $\eta_m = 0,68$.

д) Кинематические параметры волнового зацепления при номинальных нагрузке и числе оборотов генератора у исследованных передач в режимах редуктора и мультипликатора соответственно составляли:

путь скольжения зубьев на входе и выходе $- h_{k,вх} = 0,37$ и $0,29$ мм; $h_{k,вых} = 0,14$ и $0,46$ мм; скорость скольжения зубьев на входе и выходе $- V_{sk} = 74$ и $85 \frac{\text{мм}}{\text{сек}}$; $V_{sk} = 84$ и $97 \frac{\text{мм}}{\text{сек}}$; парность зацепления $- Z_s \approx 50\%$.

е) Максимальные напряжения в гибких колесах при номинальной нагрузке у исследованных редуктора и мультипликатора соответственно составляли $- \sigma_{max} = 1224$ и 1332 кгс/см² при коэффициенте асимметрии цикла $- Z = - 0,56$ и $- 0,75$.

ж) Крутильная жесткость исследованных механизмов с волновой зубчатой передачей при номинальной нагрузке, приведенная к выходному валу, составляла $- C_{з.р.} = 398 \frac{\text{тс.м}}{\text{рад}}$, что примерно в 8 раз ниже крутильной жесткости цилиндрического редуктора тех же эксплуатационных параметров.

Применение волновой зубчатой передачи в механизме привода поворота разгрузочной стрелы ЭРШР-1600 уменьшило динамические нагрузки $\sim$ на 20%, что связано с малой ее крутильной жесткостью.

з) Размеры пятен контакта зубьев волнового зацепления и подвижного соединения после приработки под нагрузкой исследованных передач в режимах редуктора и мультипликатора соответственно составляли: 71-67 и 87-78% площади рабочей боковой поверхности зубьев, а их вершины приобрели характерную округленность. Профили зубьев испытанных передач после приработки получили стабильную форму, практически не изменившуюся в процессе длительных стендовых и эксплуатационных испытаний.

и) Температурный режим передач в процессе их приработки стабилизируется. Температура смазки испытанных механизмов на стенде выше $+46^\circ\text{C}$ не поднималась при температуре воздуха $+18^\circ\text{C}$. При эксплуатационных

испытаниях она составляла $+35^{\circ}\text{C}$ при температуре воздуха $+12^{\circ}\text{C}$.

к) Уровень шума передач с увеличением нагрузки падает. У исследованных механизмов при номинальных нагрузке и числе оборотов генератора он составлял - 72-74 дБ., что ниже допустимого предела.

л) Вибрация передач с увеличением нагрузки уменьшается.

У исследованных механизмов при номинальных нагрузке и числе оборотов генератора вибрация корпусов не превышала $1,5+1,8 \text{ м/сек}^2$.

После исследования основных характеристик созданные механизмы с волновой зубчатой передачей испытывались на долговечность.

Стендовые испытания механизмов в течение 2600 часов при нагрузках в пределах - 5500+14000 кгс.м и последующие эксплуатационные испытания на мощном роторном экскаваторе ЭРШР-1600 с августа 1971 года по настоящее время без каких-либо поломок показали, что они обладают достаточной долговечностью.

В главе V приведена технико-экономическая эффективность созданных механизмов с волновой зубчатой передачей и предложены рекомендации по проектированию и технологии изготовления двухволновых зубчатых передач с дисковым генератором волн при моментах на выходных звеньях - $M_T \geq 8000 \text{ кгс.м}$ и передаточных отношениях - $i \approx 250+400$.

1. Сравнение технико-экономических показателей созданных механизмов привода поворота с волновой зубчатой передачей и применяющихся на экскаваторе ЭРШР-1600 четырехступенчатых цилиндрических редукторов аналогичных эксплуатационных параметров показывает, что у первых они значительно выше: габаритные размеры меньше примерно в 2,5 раза; вес меньше в 2,7 раза; к.п.д. выше ~ на 5%. Кроме того, в связи с малой крутильной жесткостью волновой зубчатой передачи, снижены ~ на 20% динамические нагрузки, что способствует увеличению долговечности и надежности узлов машины. Экономическая эффективность от применения одного созданного опытно-промышленного механизма составляет около 6000 руб.

II. Проведенные исследования позволяют предложить рекомендации по проектированию и технологии изготовления волновых зубчатых передач рассматриваемого класса, которые являются развитием рекомендаций, ранее разработанных в НИИ им. В. В. Куйбышева.

I. Определение основных параметров передач.

Исходными данными для расчета являются: номинальный крутящий момент на выходном звене передачи - $M_{ном}$ и передаточное число - i .

Нейтральный диаметр в опасном сечении гибкого колеса определяется по зависимости

$$d_n = K \sqrt[3]{\frac{M_{ном} \cdot \rho}{[\sigma]}} \quad (9)$$

где $K = 1,55$ - коэффициент, учитывающий влияние неравномерности распределения нагрузки по зонам зацепления на распределение напряжений в гибком колесе;

$\rho = 100+110$ - коэффициент, учитывающий отношение нейтрального диаметра к толщине стенки гибкой оболочки - t ;

$[\sigma] = 75+80 \text{ кгс/мм}^2$ - допускаемое напряжение при кручении для материалов типа 30ХГС - 35ХГСА.

2. Модуль зацепления определяется как

$$m = \frac{d_n}{2i} \quad (10)$$

и полученное значение округляется в сторону увеличения до ближайшего стандартного значения.

3. Величина радиальной деформации (межосевое расстояние) принимается при значениях - $d_n \approx 500+1000 \text{ мм}$ в пределах

$$A = (1,0+1,15)m \quad (11)$$

(при этом, меньшие значения A для меньших величин d_n).

4. Необходимая разность коэффициентов смещения исходного контура жесткого ξ_2 и гибкого ξ_1 , колес определяется как

$$\xi_2 = \frac{\tan \alpha_2 \cos \frac{m \cos \alpha_2}{A} - \tan \alpha_1}{\tan \alpha_2} \quad (12)$$

где $\alpha_p = 20^\circ$ - угол профиля исходного контура.

5. Коэффициент смещения исходного контура жесткого колеса определяется как

$$f_2 = (0,0065 \div 0,0075) Z_2; \quad (13)$$

где Z_2 - число зубьев жесткого колеса.

6. Коэффициент смещения исходного контура гибкого колеса определяется как

$$f_1 = f_2 - f_p; \quad (14)$$

7. Диаметры окружностей впадин и выступов гибкого и жесткого колес - D_{i1}, D_{i2}, D_{e1} и D_{e2} определяются по известным зависимостям. При этом выбор диаметров D_{e1} и D_{e2} производится по методу сохранения стандартного радиального зазора.

8. Наружный диаметр гибкой оболочки определяется с учетом необходимости врезания инструмента в пределах допуска на расчетный размер по роликам M_R как

$$d = D_{i1} - (0,25 \div 0,5) m; \quad (15)$$

9. Длина гибкого колеса

$$l = (0,5 \div 0,6) d_H; \quad (16)$$

10. Длина гибкого пояска перед волновым зубчатым венцом

$$a = (0,04 \div 0,05) l; \quad (17)$$

11. Ширина зубчатого венца волнового зацепления

$$b = (0,05 \div 0,07) d_H; \quad (18)$$

12. Ширина зубчатого венца подвижного соединения

$$b_c = (0,5 \div 0,6) b; \quad (19)$$

13. Ширина проставочного кольца

$$b_k = 1,4 \div 1,6 b; \quad (20)$$

14. Толщина стенки проставочного кольца

$$t_k = 1,4 \div 1,5 t; \quad (21)$$

15. Выбор класса и степени точности, чистоты и допусков на размеры для

сопрягаемых поверхностей основных деталей передач рекомендуется назначать:

а) для гладких цилиндрических поверхностей: класс точности - 2-ой в системе отверстия; допуски на размеры для параметров d, d_e, d_f и e - по С, α, d_f и d_i - по А;

чистоту - не ниже $\nabla 6$.

б) для зубьев волнового зацепления:

степень точности и вид сопряжения - 7С или 7Д;

чистоту боковых поверхностей - не ниже $\nabla 6$.

в) для зубьев подвижного соединения:

степень точности и вид сопряжения - 7Х

чистота боковых поверхностей - не ниже $\nabla 5$.

16. Изготовление гибких звеньев передач с диаметрами свыше 500 мм

рекомендуется производить с применением специальных жестких оправок

Допускаемая разнотолщинность стенок гибких колес и проставочных колец с диаметрами 500 + 1000 мм в пределах - 0,04 + 0,08 мм.

Нарезание зубьев волнового зацепления и подвижного соединения гибкого колеса допустимо производить на оправке в недеформированном состоянии. Допустимо нарезание зубьев гибкого колеса червячной фрезой, а зубьев жесткого колеса - долбяком.

Проверку полученного при нарезании (фактического) коэффициента смещения исходного контура гибкого и жесткого колес рекомендуется производить после замера величины $M_{pф}$ по зависимости:

$$f_{\phi} = \frac{Z \left\{ \arccos \left(\frac{Z \cos \alpha_1}{M_{pф}} m \pm d_p \right) - (\operatorname{inv} \alpha_1 \pm \frac{d_p}{2 d_1 \cos \alpha_1} \pm \frac{\pi}{2 Z}) \right\}}{2 \operatorname{tg} \alpha_1}; \quad (22)$$

здесь знак (+) относится к наружным, а знак (-) - к внутренним зубьям.

Основные выводы и результаты исследования.

I. Впервые для мощных роторных экскаваторов и отвалообразователей создан механизм поворота с волновой зубчатой передачей мощностью

привода 7 квт, при номинальном моменте 8000 кгс. м, передаточном отношении 365, диаметре гибкого колеса 740 мм и модуля зацепления 1 мм.

2. Теоретически обоснованная конструктивная схема и основные параметры волновой зубчатой передачи. Разработана методика выбора запаса соби-
рности, коэффициента запаса по интерференции 2-го рода, диаметра дисков и эксцентриситета вала генератора для волновых зубчатых пере-
дач с диаметром гибких звеньев в пределах ~500+1000 мм. Получена зависимость для определения максимальной статической нагрузочной способности передачи из условия отсутствия нарушений в зацеплении.

3. Экспериментально определены и исследованы в режимах редуктора и мультипликатора при различных моментах на ведомом звене ($M_T = 0 + 15000$ кгс.м), скоростях вращения генератора ($n_r = 375, 188$ и 94 об/мин) и величинах натяга в зацеплении ($\gamma = 0,1 + 1,6$ мм) основные характеристики созданного механизма с волновой зубчатой пере-
дачей: нагрузочная способность, к.п.д, кинематические параметры зацеп-
ления, напряженное и деформированное состояние гибких колес, крутиль-
ная и радиальная жесткость, пятна контакта и профили зубьев, темпера-
турный режим, уровень шума и вибрация.

Установлено, что:

а) С ростом нагрузки до величины, близкой к номинальной - $M_T \approx 9000$ том, основные характеристики передачи существенно изменялись.

При дальнейшем увеличении нагрузки они изменялись незначительно.

б) Нагрузочная способность волновой зубчатой передачи определяется как прочностью сопряженных звеньев так и отсутствием нарушений в зацеплении (выходом зубьев).

в) Максимальный передаваемый момент из условия отсутствия наруше-
ний в зацеплении растет с увеличением натяга и у испытанных передач при оптимальной величине натяга - $\gamma = 0,6$ мм составлял - $M_{Tmax} = 21500$ кгс. м., что в 2,7 раза выше номинального значения.

г) К.п.д. передачи при номинальной нагрузке достигает стабильного значения, близкого к максимальному, после приработки ее в течение

18-20 часов при постепенном увеличении нагрузки до номинального значения.

К.п.д. исследованных передач при номинальной нагрузке в режимах работы редуктора и мультипликатора после приработки соответственно составлял - $\eta_p = 0,84$ и $\eta_m = 0,65$.

К.п.д. передачи при номинальной нагрузке достигает максималь-
ного значения после длительной ее работы.

К.п.д. исследованных передач при номинальной нагрузке достиг максимального значения после отработки ими на стенде около 1500 часов и в режимах работы редуктора и мультипликатора соответственно состав-
лял - $\eta_p = 0,87$ и $\eta_m = 0,68$.

4. В связи с малой крутильной жесткостью волновой зубчатой пере-
дачи, ее использование в механизме привода поворота существенно (~на 20%) снижает динамические нагрузки, что ведет к увеличению долговечности и надежности узлов машины.

5. Проведены испытания на долговечность механизма привода поворота с волновой зубчатой передачей на стенде в течение 2600 часов при номинальной и максимальной нагрузках соответственно - 8000 и 14000 кгс. м и в эксплуатационных условиях на роторном экскаваторе ЭРШР-1600 в Морозовском угольном разрезе, комбината "Александрияуголь", Кировоградской обл. в период с августа 1971 года по настоящее время. Общее машинное время работы созданного механизма без каких-либо поло-
мок превысило 3500 часов.

6. Использование волновой зубчатой передачи в механизме поворота разгрузочной стрелы мощного роторного экскаватора позволило уменьшить габаритные размеры и вес привода более, чем в 2,5 раза.

Экономическая эффективность от применения одного созданного ме-
ханизма с волновой зубчатой передачей составила около 6000 рублей.

7. На основе теоретических и экспериментальных исследований разра-
ботаны рекомендации по проектированию и технологии изготовления волно-

вых зубчатых передач с дисковым генератором волн при моментах на выходном звене от 8000 до 15000 кгс.м и передаточном отношении в одной ступени - $250 + 400$.

8. Предложенные рекомендации используются при разработке механизмов поворота с волновыми зубчатыми передачами для роторного экскаватора, отвалообразователя и портального крана на Ждановском заводе тяжелого машиностроения.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих статьях:

1. Волков Д.П., Маргулис М.В. Опытнo-промышленный высокомоментный редуктор с волновой зубчатой передачей. Сб. "Технология и организация производства" № 4, УкрНИИТИ, Киев, 1971.

2. Волков Д.П., Маргулис М.В. Технология изготовления и сборки крупногабаритных волновых зубчатых передач. Сб. "Технология и организация производства", № 5, УкрНИИТИ, Киев, 1971.

3. Маргулис М.В., Григорьев В.Г. Расчет геометрии генератора высокомоментной волновой зубчатой передачи. Сб. "Технология и организация производства", № 1, УкрНИИТИ, Киев, 1972 г.

4. Маргулис М.В., Григорьев В.Г. "Интерференция 2-го рода у высокомоментных волновых зубчатых передач" Сб. "Технология и организация производства", № 2, УкрНИИТИ, Киев, 1972.

5. Волков Д.П., Маргулис М.В., Крайнев А.Ф. Исследование редукторов с высокомоментной волновой передачей для поворотного механизма роторного экскаватора. Вып. 2, ЦНИТЭСтроймаш, М., 1972.

6. Маргулис М.В. и др. Опорно-поворотное устройство тяжелых машин типа экскаватора с волновой зубчатой передачей. Авторское свидетельство № 293971 с приоритетом от 25/1-70 г.