

В этом случае к конструкциям ЗРП предъявляются требования повышенной экологической чистоты, выражающиеся в условиях минимального шумообразования и пониженной виброактивности.

К числу известных методов повышения качественных показателей ЗРП можно отнести следующие: а) оптимизация эксплуатационных параметров ЗРП, таких как предварительное натяжение ремня и коррекция шага зубьев шкива; б) применение профилей зубьев, обеспечивающих отсутствие профильной интерференции и снижение ударных эффектов при входе зубьев в зацепление - полукруглых, эвольвентных и других, очерченных кривыми второго и более высокого порядков. Использование таких методов позволяет снизить уровень звукового давления на 15-20дБ.

Анализ спектральных и частотных характеристик шумоизлучающих ЗРП свидетельствует о том, что конфигурация звуковых волн имеет квазигармонический вид, причём максимальная амплитуда их колебаний характерна для областей ЗРП, в которых происходит вход зубьев в зацепление со шкивами. Частота излучения в этих областях равна или кратна зубцовой, определяемой частотой входа зубьев в зацепление. Таким образом, при отсутствии переходных режимов работы ЗРП и обеспечении требуемого уровня натяжения ремня, соответствующего отсутствию значительных поперечных колебаний ветвей, основным источником шума и вибраций ЗРП являются ударные эффекты при входе зубьев в зацепление.

Из практики создания зубчатых передач известно, что придание зубьям колёс определённого угла наклона способствует значительному снижению уровня шума. Исходя из этого, предлагается зубья ремня и шкива в ЗРП изготавливать с углом наклона от  $5^\circ$  до  $12^\circ$ , что, согласно проведенным расчётам, обеспечит эффект снижения шумоизлучения до 3 раз. Поскольку выполнение ремня с косыми зубьями одного направления приведёт к повышенному трению его торцов о реборды шкивов, целесообразной формой зубьев является шевронная. В этом случае потребность в ребордах отпадает вообще, а осевые габариты передачи могут быть снижены до 30%. Кроме того, за счёт более равномерного распределения между зубьями дуги обхвата долговечность ЗРП с шевронными зубьями может быть повышена более чем в 2 раза при неизменных массогабаритных показателях передач в целом.

УДК 629.11:629.85

**В.В. Грицкевич**

## **КИНЕМАТИКА, НАГРУЖЕННОСТЬ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ТРАНСМИССИЙ САМОХОДНЫХ МАШИН**

*Научный центр проблем механики машин НАН Беларуси  
Минск, Беларусь*

Трансмиссии современных самоходных машин представляют собой сложную механическую систему, состоящую из взаимосвязанных и взаимодействующих механических и гидромеханических элементов, работающих с переменными режимами нагружения. Число передач трансмиссий тракторов достигает 40-60, а число зубчатых зацеплений 18-20. Поэтому необходима разработка комплексных автоматизированных методов проектирования, учитывающих максимальное число внешних и внутренних факторов, и обеспечивающих высокую точность при минимальных затратах времени. К основным элементам механических трансмиссий относятся зубчатые колеса, подшип-

ники, валы, механизмы переключения передач (муфты, тормоза). Долговечность производного элемента трансмиссии является функцией нагрузочного режима  $M$  и конструктивно-технологических параметров  $G$  элемента  $L=f(M,G)$ . Нагрузочный режим является комплексным показателем и зависит от условий эксплуатации и характеристик машины, ее агрегатов и узлов. В общем случае нагрузочный режим характеризуется статистическими параметрами распределения нагрузок и скоростей движения. Основными методами определения нагрузочного режима являются моделирование движения машины по маршруту и метод статистических оценок. Моделирование движения используется для машин с выраженным циклическим характером работы, таких как карьерные самосвалы. Для машин, имеющих многоцелевое использование, например сельскохозяйственных тракторов, более приемлемым является метод статистических оценок, когда для расчетов нагрузок и режимов работы используются экспериментальные характеристики рабочих скоростей, сопротивлений для заданных маршрутов движения и видов работ.

При известном среднем дорожном сопротивлении  $\bar{p}$  средняя скорость машины определяется исходя из мощности двигателя  $N_d$ , коэффициента загрузки двигателя  $k_N$ :  $\bar{v} = f(k_N, N_d, \bar{p})$ . Аналогичным образом, при известной средней скорости могут быть определены характеристики нагрузок. Суммарный нагрузочный режим определяется с учетом процентного использования отдельных маршрутов движения, или видов работ.

При моделировании движения разрабатывается модель машины, включающая модели двигателя, трансмиссии и ходовой системы. При этом в зависимости от поставленной задачи могут быть использованы, как упрощенные, так и расширенные модели отдельных агрегатов и узлов. Модель маршрута движения определяется экспериментальными характеристиками известных и наиболее часто используемых дорог. Метод моделирования является довольно трудоемким и требует использования сложных алгоритмов и компьютерных программ.

В расчетах надежности используются следующие параметры нагрузочного режима: расчетные моменты и обороты; коэффициенты загрузки; относительное время работы на передачах; максимальные нагрузки.

На основе системных методов создана многофункциональная компьютерная система оценки надежности и проектирования трансмиссий самоходных машин, включающая взаимосвязанные программы по расчету кинематики, нагруженности и долговечности трансмиссий. Общая структура этой системы показана на рис. 1

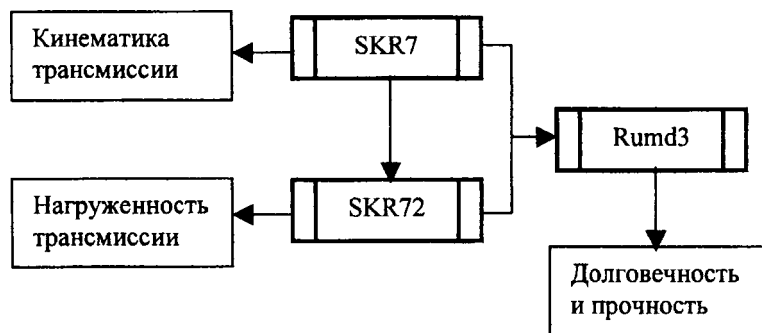


Рис.1 Структура системы оценки надежности и проектирования трансмиссий

Программный модуль Skr7 по заданному коду и параметрам кинематической схемы определяет кинематические показатели нагруженности, такие как скорости и нагрузки на элементах и режимы их работы. Модуль Skr72 рассчитывает методом статистического моделирования характеристики нагрузочного режима для заданных условий эксплуатации. Результаты расчетов обеих программ передаются в базовый модуль рас-

ства долговечности элементов Rumd3. Исходными данными для расчетов являются характеристики машины, трансмиссии, элементов и условия эксплуатации. Особенностью компьютерной системы является то, что она обеспечивает комплексный расчет всех элементов трансмиссии как единой системы и позволяет спроектировать оптимальную конструкцию для заданного типа машины и условий эксплуатации. Благодаря автоматизации основных этапов сводится до минимума влияние расчетчика на результаты, значительно снижаются трудоемкость и затраты на проектирование.

УДК 629.114.2:62-585.23

В.В. Грицкевич, В.М. Айзикович,  
И.И. Болвако, А.И. Шарангович

## АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ И ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДВУХПОТОЧНЫХ ГИДРООБЪЕМНЫХ ТРАНСМИССИЙ ТРАКТОРОВ

*Институт механики машин НАН Беларуси  
Минск, Беларусь*

Современное направление в развитии тракторов связано с созданием нового поколения автоматических бесступенчатых трансмиссий на основе двухпоточных гидрообъемных передач. Бесступенчатые трансмиссии позволяют максимально эффективно использовать мощность двигателя и автоматизировать процесс управления трактором. Двухпоточная передача мощности через механический и гидравлический потоки обеспечивает повышение на 10-15% общего КПД по сравнению с полнопоточными трансмиссиями, передающими всю мощность через гидравлические модули. С учетом лучшей загрузки двигателя путем совместного управления двигателем и трансмиссией общий КПД трактора с бесступенчатой трансмиссией может превышать КПД механических ступенчатых передач.

Двухпоточные трансмиссии построены по диапазонному принципу и имеют несколько диапазонов, переключаемых под нагрузкой. Переключение производится при синхронизации скоростей соединяемых звеньев с помощью фрикционных, или зубчатых муфт. Число диапазонов составляет 4-8.

Двухпоточная бесступенчатая трансмиссия Claas HM8 (рис.1) применяется на сельскохозяйственных комбайнах. Трансмиссия содержит гидрообъемную передачу с регулируемой гидромашинной реверсной типа  $\Gamma_1$  и нерегулируемой гидромашинной  $\Gamma_2$ , четырехзвенный планетарный механизм и механический редуктор. Гидромашинная  $\Gamma_1$  связана через зубчатую передачу с входным валом, гидромашинная  $\Gamma_2$  - со звеном планетарного механизма. Первое звено планетарного механизма связано через реверс с входным валом трансмиссии, второе звено - через зубчатую передачу с гидромашинной  $\Gamma_2$ , третье и четвертое звенья планетарного механизма соединены с левым и правым механическими редукторами. Гидромашинная  $\Gamma_1$  регулируется из одного крайнего положения в другое, а в одном из редукторов включена передача, например муфта  $K_1$ . Происходит двухпоточная передача мощности, когда большая часть мощности передается через механические звенья и только часть мощности - через гидрообъемную передачу. В конце диапазона регулирования выравниваются скорости звеньев муфты  $K_2$ . Переключение муфты  $K_2$  производится плавно при синхронизированных скоростях, после чего гидро-