

$$M_n = \gamma \lambda_n n_n^2 D_a^5, \quad (1)$$

где M_n – крутящий момент насосного колеса; γ – удельный вес рабочей жидкости; λ_n – коэффициент момента на насосном колесе для заданного режима работы гидротрансформатора; n_n – обороты насосного колеса; D_a – активный диаметр гидротрансформатора.

Точка пересечения парабол нагружения и кривой моментов двигателя, точки «входа» определяют режим совместной работы двигателя и гидротрансформаторов [3]. При построении входной характеристики наносится несколько параметров нагружения для определенных режимов работы гидротрансформатора. В основном это режимы «стоповый» – режим полного торможения выходного вала гидротрансформатора или ($u_r = 0$), режим максимального значения λ_n ($u_r = 0,2$), режим минимального допустимого значения КПД гидротрансформатора для работы ($u_r = 0,6$), режим максимального значения КПД при работе на режиме гидротрансформатора ($u_r = 0,8$), также перехода на режим гидромукты ($u_r = 0,9$) и режим максимального значения передаточного отношения при длительной работе ($u_r = 0,95$).

После проведения согласования характеристик ДВС и ГТМ строится график выходной характеристики системы «двигатель – гидротрансформатор».

Тягово-скоростные характеристики рассчитывались по выходной характеристике системы «двигатель – гидротрансформатор». Определялись следующие характеристики: силовой баланс, мощностной баланс, динамический фактор, ускорение разгона, время разгона и путь разгона транспортного средства, топливно-экономическая характеристика.

По результатам расчета тягово-скоростных характеристик снегоболотохода получились следующие результаты. Максимальная скорость транспортного средства увеличилась до 67 км/ч, а время разгона до максимальной скорости составляет 87,6 с.

За счет замены на более мощный двигатель и замены МКПП на АКПП с установкой гидротрансформатора был увеличен выходной момент с системы «двигатель – гидротрансформатор», что позволило увеличить крутящий момент, подводимый к движителю. Вследствие этого увеличилась максимальная скорость транспортного средства с заявленной 60 до 67 км/ч, а также его проходимость. Время разгона, а также проходимый путь до максимальной скорости уменьшился за счет замены коробки передач на автоматическую и установки бортового редуктора с передаточным числом 4.

Список литературы

- 1 **Кравец, В. Н.** Теория автомобиля / В. Н. Кравец. – М. : Гринлайт+, 2011. – 883 с.
- 2 **Павлов, В. В.** Тяговый расчёт транспортных средств специального назначения с гидромеханической трансмиссией / В. В. Павлов, В. В. Кувшинов : учеб. пособие. – М. : МАДИ, 2016 – 75 с.
- 3 **Павлов, В. В.** Проектировочные расчёты транспортных средств специального назначения (ТССН) / В. В. Павлов. – М. : МАДИ, 2014. – 115 с.

УДК 621.01+539.1

ПРОЕКТИРОВАНИЕ БОРТОВОГО РЕДУКТОРА СНЕГОБОЛОТОХОДА «5901»

И. С. ТАРАСОВ, А. А. КОТОВСКИЙ

*Волжский государственный университет водного транспорта, г. Нижний Новгород,
Российская Федерация*

В Российской Федерации транспортные снегоболотоходы имеют значимую роль, данные транспортные средства активно применяются для транспортировки людей и груза в районах с низким уровнем транспортной инфраструктуры. Российская Федерация обладает высоким уровнем газовых и нефтяных месторождений, зачастую эти территории находятся в труднодоступных местах, где успешно применяются снегоболотоходы. Также данные средства могут применяться при проведении геологической разведки местности.

Стоит отметить, что в рамках встречи президента Российской Федерации Владимира Путина с председателем КНР Си Цзиньпином была отмечена важность российско-китайского партнерства в транспортно-логистической сфере. В частности, было уделено внимание северному морскому ко-

ридору. Северный морской путь активно используется в качестве торгового пути. Арктика России имеет суровый климат, а также является регионом с низким уровнем инфраструктуры. В данном регионе существует востребованность в транспортных средствах, обладающих высокой проходимостью.

Проходимость данного транспортного средства играет важную роль в решении задач своевременно, а главное успешного транспортирования груза до удаленных от цивилизации местностей.

Для повышения тяговых и скоростных свойств снегоболотохода предлагается провести модернизацию конструкции снегоболотохода для увеличения момента, подводимого к бортовому редуктору.

В работе проведен проектировочный расчет бортового планетарного редуктора для плавающего гусеничного снегоболотохода «5901», данный снегоболотоход обладает полной массой 16 000 килограмм. В конструкцию были внесены изменения, а именно заменены силовая установка на двигатель ЯМЗ-53678 с мощностью 265 кВт; механическая девятиступенчатая коробка передач – на автоматическую шестиступенчатую коробку переключения передач «МЗКТ» серии 3361. Также устанавливается гидромеханическая передача, используется одноступенчатый комплексный, блокируемый, прозрачный гидродинамический трансформатор с одним реактором. Гидротрансформатор имеет максимальный коэффициент трансформации 2,6 и максимальный КПД 0,94. При изучении тягово-скоростных характеристик предполагается использование редуктора с передаточным числом 4.

В результате установки более мощного двигателя, а также установки АКПП и гидротрансформатора был увеличен выходной крутящий момент системы «двигатель – гидротрансформатор», что приводит к большим приходящим нагрузкам на трансмиссию снегоболотохода.

В работе был произведен проектировочный расчет бортового планетарного редуктора, а также анализ прочности редуктора.

С использованием методик [1–3] проведены следующие расчеты: кинематический расчет передачи, определены допускаемые напряжения, проектировочный расчет передачи, подбор чисел зубьев, а также геометрические параметры зубчатого колеса.

В кинематическом расчете были найдены передаточные отношения каждой ступени, частота вращения входного и выходного валов, а также максимальное допустимое значение сателлитов. По результатам расчетов первая ступень имеет передаточное число 1, вторая ступень – 4, число сателлитов – 4.

При расчете на допускаемые напряжения на основании материала зубчатых колес и с учетом их термической обработки находились допускаемые контактные напряжения и напряжения изгиба.

Использовалась сталь 12Х2Н4ВА с химико-термической обработкой – цементация. Основной характеристикой материала служит твердость зубьев на поверхности – 59–64.

Допускаемые контактные напряжения определяются по формуле:

$$[\sigma_H] = \sigma_{H\lim} Z_N / S_H, \quad (1)$$

где $\sigma_{H\lim}$ – предел контактной выносливости при базовом числе циклов напряжений; Z_N – коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагружения передачи; S_H – коэффициент запаса прочности. Рекомендуется $S_H = 1,1 \dots 1,3$, принимаем $S_H = 1,2$.

Допускаемые напряжения изгиба определяются по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim b}}{S_F} K_{FL} K_{FC}, \quad (2)$$

где $\sigma_{F\lim b}$ – базовое разрушающее напряжение изгиба; $S_F = 2$ – запас прочности по напряжениям изгиба; K_{FL} – коэффициент долговечности по напряжениям изгиба; $K_{FC} = 1$ – коэффициент, учитывающий реверсивное нагружение зуба.

По результатам расчета допустимые контактные напряжения равны 1188,33 МПа. Допустимые напряжения изгиба коронной шестерни и центрального колеса 425 МПа, а сателлитов – 340 МПа.

В дальнейших расчетах проводилось определение геометрических параметров зубчатой передачи с определением межосевых расстояний, модуля зацепления, ширины зуба, диаметра сателлита, ширины корончатого колеса из условий прочности. Проведены подбор числа зубьев и проверка по условиям вхождения зубьев в зацепление и соседства.

По результатам проектировочного расчета и приходящих нагрузок на входной вал бортового редуктора был проведен проверочный расчет. В проверочном расчете определены контактные

напряжения ступеней 1, 2 и 2, 3 бортового редуктора и рассчитаны изгибные напряжения для солнечной шестерни, сателлита и эпицикла.

В результате проведения проверочного расчета получились следующие результаты контактные напряжения на ступени 1, 2 имеют значение 1070 МПа, а на ступени 2, 3 имеют значение 468 МПа. Расчетные напряжения изгиба имеют следующие значения: для эпицикла – 412 МПа, для коронной шестерни – 398 МПа, а для сателлита – 412 МПа.

Проверочные расчеты показали, что значения изгибных напряжений солнечной шестерни, сателлита и коронной шестерни не превышают предельно допустимых, а значит, прочность обеспечена. Контактные напряжения ступеней 1, 2 и 2, 3 также не превышают предельно допустимых напряжений.

Основываясь на данных, полученных при проведении тягово-скоростных расчетов был спроектирован планетарный бортовой редуктор, необходимый по своим характеристикам для выполнения задач разгона и набора максимальной скорости транспортного средства. В связи с увеличением приходящей нагрузки на бортовую передачу были проведены проектировочный и проверочный расчеты редуктора. Данные расчеты показали, что контактные напряжения, а также изгибные напряжения не превышают предельно допустимых напряжений, а значит, можно сделать вывод, что бортовая передача достаточно прочная и надежная.

Список литературы

- 1 **Аввакумов, М. В.** Расчет цилиндрических зубчатых передач : метод. указания / М. В. Аввакумов, В. М. Гребенникова, А. Б. Коновалов. – СПб. : ВШТЭ, 2017. – 45 с.
- 2 Конструкция и расчет танков и БМП / В. А. Чобиток [и др.]. – М. : Воениздат, 1984. – 376 с.
- 3 **Балякин, В. Б.** Расчёт и проектирование планетарных передач авиационных редукторов / В. Б. Балякин, И. С. Барманов. – Самара : Изд-во Самар. ун-та, 2020. – 76 с.

УДК 656.212.08

БЕЗОПАСНОСТЬ КОНСТРУКЦИЙ СТРЕЛОЧНЫХ ГОРЛОВИН ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ СТАНЦИЙ

Е. А. ФИЛАТОВ

Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

Анализ действующей нормативной базы по вопросам проектирования и строительства транспортной инфраструктуры железных дорог и промышленных предприятий выявил отсутствие специальных подходов к определению параметров путевого развития, учитывающих безопасность и эффективность взаимодействия с подвижным составом. Ограничения на величину радиуса не более 140 м, обусловленные размером вагонов, имеются лишь в требованиях к проектированию путей промышленных предприятий при выполнении маневров сцепления вагонов [1]. Эволюция требований к проектированию кривых на железнодорожных станциях более чем за 50 лет привела к увеличению их радиусов от 140 до 200 м [2, 3]. Эти изменения связаны с ростом доли вагонов увеличенных размеров. При этом минимальная величина радиусов кривых на станциях во многом определялась вписыванием экипажей вагонов в колею. На главных же путях определяющее влияние на процессы взаимодействия в паре «колесо – рельс» оказывают скорости движения, а следовательно, силы инерции в кривых и другие факторы [4], поэтому здесь всегда применялись кривые значительно больших радиусов, чем на станциях и промышленных предприятиях.

Повышение доли вагонов увеличенных размеров дало толчок активному развитию способов расчета смещения крайних точек внешних контуров вагонов. В первую очередь это касается расчета габаритов приближения строений, подвижного состава и погрузки. Соответствующие способы расчета развивались достаточно интенсивно и кроме геометрического выноса консольной части отдельно учитывают смещение положения вагонов относительно пути за счет смещения центра базы тележки, нормативных допусков и износа ходовых частей, уширения колеи и габарита в кривой. Следует отметить, что в расчетах габаритов широко применяются заранее принятые расчетные значения радиусов (от 150 до 350 м)