де *Pe* - ефективний тиск, *Vh* - робочий об'єм одного циліндра, *i* – число циліндрів, *n* - частота обертання, τ - тактність двигуна.

Підвищення тиску наддуву і ефективного тиску p_e, збільшення числа робочих циліндрів до шести, вибір оптимального експлуатаційного діапазону обертів, а також переваги двотактного циклу дозволили розробити і впровадити на заводі імені Малишева двигуни серії 5ТДФ-М, 6ТД-1, 6ТД-2.

Потужність останнього з них (6ТД-3) складає більше 1500 к.с.

Одночасно російськими танкобудівниками вдосконалювались і багатопаливні 12-циліндрові двигуни, прототипом яких став двигун В-2. В наш час на серійних танках Т-90С використовуються багатопаливні 12-циліндрові дизелі, розроблені Челябінським СКБ "Трансдизель" В-84МС потужністю 840 к.с. На відміну від двигунів В-46-6, які встановлені на танках Т-72, дизелі В-84МС значно форсовані по потужності. У ВАТ "Челябінський тракторний завод" був створений і пройшов випробування новий, більш потужний двигун В92С2 (1000 к.с.). Він зберіг габарити(1466 х 896 х 902 мм) і вагу (1020 кг) своїх попередників - В46-6 та В-84МС. В наш час проводяться роботи по створенню нового оригінального дизельного двигуна з Х - подібною схемою розміщення циліндрів, який буде мати потужність 1400 к.с. Порівняльний аналіз двотактних і чотиритактних двигунів на основі реальних досліджень [2] підтверджує суттєві переваги перших. Найбільш вагомі переваги по літровій потужності: так для 2-х тактного двигуна (6 - ТД2) цей показник дорівнює - 73,7 к.с./л, а для 4-х тактного (В-92С2) - 25,7 к.с./л.

Список літератури: **1.***Танк,* который ждали. «Солдат удачи», № 8, 1998. **2.** *Н.К. Рязанцев, В.Ф. Климов, С.В. Волков.* Этапы развития отечественного танкового двигателестроения. Оценка эффективности 2-х и 4-х тактных танковых дизельных двигателей. Механика и машиностроение, № 1, 2002.

УДК 62-235

В.С. БОГАЧ, Д.О. ВОЛОНЦЕВИЧ, канд. техн. наук

РАЦИОНАЛЬНЫЙ ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ВЕТВИ ДВУХПОТОЧНОЙ ГИДРООБЪЕМНОJМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

В транспортных машинах, особенно гусеничных, все чаще находят применение бесступенчатые гидробъемно-механические трансмиссии

(ГОМТ). Преимущества и недостатки подобных трансмиссий общеизвестны [1]. Одним из наиболее существенных препятствий более широкого распространения этих видов трансмиссий является сравнительно низкий КПД собственно гидрообъемных передач (ГОП).

Данная работа не поднимает вопросы повышения КПД собственно ГОП, а дает реальный инструмент, позволяющий снизить общие потери в ГОМТ за счет выбора наиболее рациональных параметров кинематической ветви трансмиссии и снижения мощности, проходящей через ГОП. Предлагаемая методика структурно объединяет и реализует в одной программе процесс выбора и оптимизации параметров трансмиссии при заданной кинематической схеме.

В трансмиссиях средних и тяжелых быстроходных гусеничных машин, особенно за рубежом, нашли достаточно широкое распространение 3–4–5 диапазонные ГОМТ, использующие ГОП преимущественно в параллельном потоке (рис.).

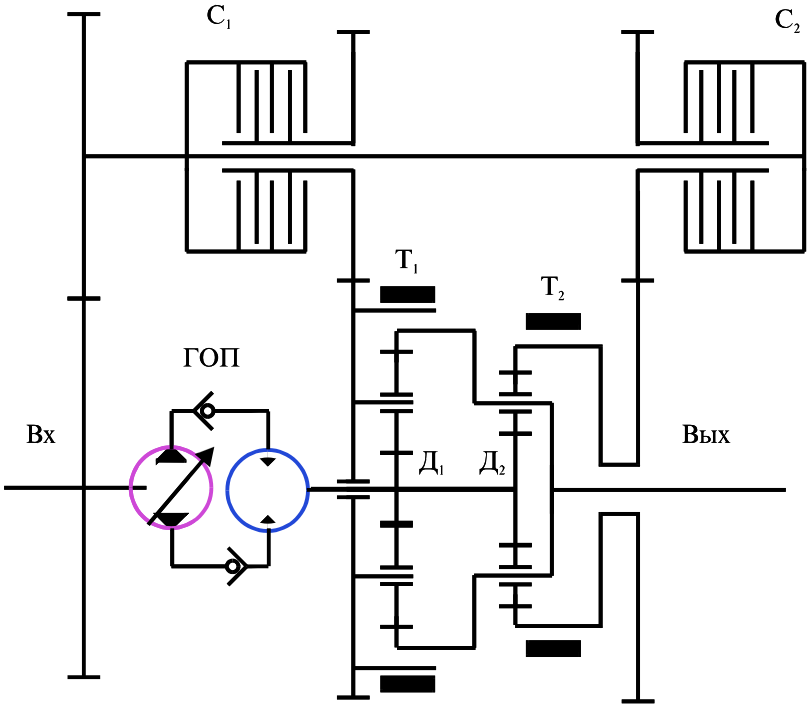

Рис. Схема трехдиапазонной ГОМТ танка ХМ-1

Эти трансмиссии полностью используют весь диапазон регулирования ГОП на каждом диапазоне и при этом позволяют включаться управляющим элементам без проскальзывания при полном выравнивании угловых скоростей соединяемых звеньев.

Процесс проектирования подобной трансмиссии складывается из двух неразрывно связанных между собой этапов. Первый – заключается в кинематическом согласовании всех элементов ГОМТ, что обеспечивает достижение нулевой и максимальной скоростей выходного звена и кинематически чистое (без проскальзывания) включение управляющих элементов при переходе с одного диапазона на другой. Второй – заключается в подборе оптимальных значений параметров ГОМТ, обеспечивающих выполнение ряда ограничительных условий и минимальную долю мощности, проходящей через ГОП.

Далее можно решать следующие задачи: 1) ориентируясь на минимальное при различных сочетаниях k_1 и k_2 (где k_1 и k_2 – внутренние передаточные отношения 1 и 2 планетарных рядов соответственно) значение максимальной мощности, проходящей через ГОП, определить необходимую мощность и типоразмер ГОП; 2) ориентируясь на имеющуюся модель ГОП конкретной мощности, найти необходимое минимально возможное число диапазонов и значения k_1 и k_2, его обеспечивающие; 3) подобрать значения k_1 и k_2, исходя из минимизации мощности, проходящей через ГОП на конкретных, наиболее часто используемых передачах; 4) подобрать значения k_1 и k_2 исходя из минимизации времени разгона машины до максимальной скорости или расхода топлива за период разгона и т.д.

Список литературы: **1.** Петров В.А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин. –М: Машиностроение, 1988. –244с.

УДК 629112

<u>В.В.ГАНЗИЙ</u>, В.К.БЕЛОВ, канд. техн. наук, проф.

СРАВНЕНИЕ РАЗГОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛАВАЮЩЕЙ МАШИНЫ С РАЗЛИЧНЫМИ ТИПАМИ ВОДОХОДНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ

В результате рассмотрения водоходных движителей, которые в целях исследования были установлены на плавающую машину многоцелевой тягач легкой бронированности МТ-ЛБ, были выделены основные их преимущества и недостатки. Осуществлен анализ графиков разгонных характеристик.