

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАНСМИССИИ КАРЬЕРНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ, РАБОТАЮЩИХ В ГОРНЫХ УСЛОВИЯХ

С.С. Сайдуллозода, Р.А. Давлатшоев

Таджикский технический университет имени академика М.С. Осими

В статье представлены результаты исследования характеристик трансмиссий карьерных автомобилей семейства БелАЗ-7540А при эксплуатации в высокогорных условиях (3500–4500 м над уровнем моря). Проведен сравнительный анализ механической и гидромеханической трансмиссий с учетом снижения мощности и крутящего момента двигателя, повышения температуры масла и изменения физических свойств трансмиссионной жидкости. Определены расчетные значения необходимого крутящего момента при трогании с места, оценены КПД трансмиссий и влияние конструктивных параметров согласующего редуктора. Показано, что применение гидромеханической трансмиссии с повышающей передачей или вариатором обеспечивает снижение напряженности работы двигателя и улучшение тягово-скоростных характеристик автомобиля.

Ключевые слова: карьерный самосвал, трансмиссия, гидромеханическая передача, высокогорные условия, крутящий момент, КПД, гидротрансформатор.

ТАҶИҚИ ХУСУСИЯТҲОИ КОРИИ ТРАНСМИССИЯИ АВТОМОБИЛҲОИ КАРЕРӢ ДАР ШАРОИТИ КӢҲСОР

С.С. Сайдуллозода, Р.А. Давлатшоев

Дар мақола натиҷаҳои таҳқиқи хусусиятҳои трансмиссияи автомобилҳои карьерии оилаи БелАЗ-7540А ҳангоми истифода дар шароити кӯҳсор (3500–4500 м аз сатҳи баҳр) пешниҳод шудаанд. Таҳлили муқоисавии трансмиссияҳои механикӣ ва гидромеханикӣ бо дарназардошти камшавии қувва ва моменти даврзании муҳаррик, баландшавии ҳарорати равшан ва тағйири хусусиятҳои физикӣ моеъи трансмиссионӣ гузаронида шуд. Қиматҳои ҳисобии моменти даврзании зарурӣ ҳангоми ҳаракат аз ҷой муайян карда шуданд, коэффисиенти кори ғоиданоки (ККҒ) трансмиссияҳо ва таъсири параметрҳои конструктивӣ редуктори мутобиқкунанда арзёбӣ гардид. Нишон дода шуд, ки истифодаи трансмиссияи гидромеханикӣ бо таҳвили афзоианда ё вариатор кори муҳаррикро сабук карда, хусусиятҳои кашишӣ-суръатии автомобилро беҳтар мекунад.

Калидвожаҳо: мошини боркаши карери, трансмиссия, интиқоли гидромеханикӣ, шароити кӯҳсор, моменти даврзанӣ, ККҒ, гидротрансформатор.

STUDY OF TRANSMISSION CHARACTERISTICS OF MINING TRUCKS OPERATING IN MOUNTAINOUS CONDITIONS

S.S. Saidullozoda, R.A. Davlatshoev

The article presents the results of a study on the transmission characteristics of BelAZ-7540A family mining trucks under high-altitude conditions (3500–4500 m above sea level). A comparative analysis of mechanical and hydromechanical transmissions was conducted, taking into account the reduction in engine power and torque, increased oil temperature, and changes in the physical properties of the transmission fluid. The calculated values of the required starting torque were determined, the efficiency of transmissions was evaluated, and the influence of the design parameters of the matching reducer was assessed. It was shown that the use of a hydromechanical transmission with an overdrive or a variator reduces engine load and improves the vehicle's traction-speed characteristics.

Keywords: mining truck, transmission, hydromechanical drive, high-altitude conditions, torque, efficiency (η), torque converter.

Введение

Эксплуатация карьерных самосвалов в высокогорных районах (3500–4500 м над уровнем моря) при строительстве гидротехнических сооружений сопровождается значительным снижением тягово-скоростных и топливно-экономических показателей [1-3]. В условиях пониженного атмосферного давления, высоких температур окружающей среды и повышенной запыленности снижается эффективная мощность двигателя (на 40–50%), уменьшается крутящий момент (в 1,5–1,7 раза), возрастает удельный расход топлива (до 40–45%), увеличиваются время разгона и путь движения (в 2,5–3 раза).

Эффективность транспортной работы определяется энергетическими показателями и зависит от тягово-скоростных свойств автомобилей, которые в значительной степени обусловлены характеристиками трансмиссии. В карьерах временные дороги имеют коэффициент дорожного сопротивления $\psi \approx 0,15$, что требует повышенного тягового усилия при трогании автомобиля с места.

В работе получена аналитическая оценка влияния повышения температуры трансмиссионного масла на КПД механической и гидромеханической трансмиссий, установлена зависимость требуемого пускового крутящего момента двигателя от изменения плотности и вязкости масла, обоснована целесообразность применения согласующего редуктора с повышающей передачей в гидромеханической трансмиссии и предложены расчетные зависимости для выбора передаточного числа редуктора с учетом деградации характеристики двигателя в условиях высокогорья.

Теоретические основы исследования тяговых свойств автомобиля

Тяговое усилие автомобиля по [4] определяется следующим образом

$$P_T = \frac{M_e u_{тр} \eta_{тр}}{r_k}, \quad (1)$$

где M_e – максимальный крутящий момент двигателя, Н·м; $u_{тр}$ – передаточное число трансмиссии; $\eta_{тр}$ – коэффициент полезного действия (КПД) трансмиссии; r_k – радиус качения ведущих колес, м.

В [5] это уравнение уточняется уравнением движения автомобиля:

$$\frac{M_e u_{тр} \eta_{тр}}{r_k} = \psi G_a + 0,5 c_x A \rho_v v^2 + \delta M_a a, \quad (2)$$

где ψ – коэффициент дорожного сопротивления; G_a – вес автомобиля, Н; c_x – коэффициент сопротивления воздуха; A – лобовая площадь автомобиля, м²; ρ_v – плотность воздуха, кг/м³; v – скорость движения автомобиля, м/с; δ – коэффициент учета вращающихся масс; M_a – полная масса автомобиля, кг; a – ускорение автомобиля, м/с².

В момент начала движения автомобиля (при нулевой скорости и отсутствии ускорения) уравнение движения (2) упрощается, так как аэродинамическое сопротивление и ускорение равны нулю. Тогда оно запишется в виде:

$$\frac{M_e u_{тр} \eta_{тр}}{r_k} = \psi G_a \quad (3)$$

Следовательно, необходимый для трогания с места автомобиля крутящий момент двигателя [6] определяется выражением:

$$M_e = \frac{G_a \psi r_k}{u_{тр} \eta_{тр}} \quad (4)$$

Расчетная часть

Механическая трансмиссия

Пусть автомобиль БелАЗ-7540 оснащён механической трансмиссией. В этом случае её суммарное передаточное число определяется выражением:

$$u_{тр} = u_{кп} u_{крп} u_{гп} \quad (5)$$

где $u_{кп}$, $u_{крп}$, $u_{гп}$ – передаточное число соответственно коробки передач, карданной передаче и главной передаче.

Коэффициент полезного действия (КПД) трансмиссии рассчитывается по формуле:

$$\eta_{тр} = \eta_{сц} \eta_{кп} \eta_{крп} \eta_{гп} \quad (6)$$

где $\eta_{сц}$, $\eta_{кп}$, $\eta_{крп}$, $\eta_{гп}$ – КПД соответственно сцепления, коробки передач, карданной передачи, главной передачи.

Для карьерных дорог коэффициент дорожного сопротивления принимается равным $\psi = 0,15$. Полная масса автомобиля составляет 52600 кг. КПД трансмиссии находится в пределах 0,8–0,9. Передаточное число трансмиссии на первой передаче равно 61,82, а радиус качения 0,75 м.

Согласно уравнению (4), необходимый крутящий момент двигателя в начальный момент движения составляет:

$$M_e = 1105 \text{ Н·м}$$

Данная величина соответствует работе трансмиссии в нормальных (равнинных) условиях эксплуатации.

Строительство гидротехнического сооружения осуществляется в высокогорных районах на высотах 3500–4500 м над уровнем моря, характеризующихся пониженным атмосферным

давлением и жёсткими температурными условиями. Согласно результатам исследований [7], в горных условиях эксплуатации грузовых автомобилей:

- эффективная мощность двигателя снижается на 40–50 %;
- крутящий момент уменьшается в 1,5–1,7 раза;
- время и путь разгона увеличиваются в 2,5–3 раза;
- удельный расход топлива возрастает на 40–45 %;
- общий расход топлива увеличивается на 30–40 %.

При повышении температуры окружающей среды на 10 °С температура масла в двигателе увеличивается на 2,5–3 °С.

В высокогорных условиях нагрузка на низшие ступени трансмиссии возрастает в 5–6 раз, а максимальная скорость на высшей передаче снижается примерно в два раза. Средняя скорость движения грузовых автомобилей уменьшается на 40–50 %, а расход топлива возрастает на 10–15 % по сравнению с равнинной эксплуатацией.

Повышенная температура окружающей среды приводит к увеличению температуры масла в коробке передач на 8–10 °С и в ведущих мостах на 15–20 °С [7]. При движении по горно-холмистой местности с частым применением торможения происходит интенсивный нагрев тормозных барабанов и накладок, что ухудшает их фрикционные свойства и снижает эффективность тормозной системы.

С учётом приведённых данных характеристики двигателя в условиях высокогорья равны:

- мощность - 154 кВт (210 л.с.);
- крутящий момент - 877 Н·м.

Результаты исследований также показывают, что повышение температуры существенно ухудшает условия работы агрегатов трансмиссии, что неизбежно отражается на её коэффициенте полезного действия.

Определение требуемого крутящего момента в горных условиях

В условиях повышенных температур в узлах трансмиссии определяется необходимый крутящий момент двигателя при трогании автомобиля БелАЗ-7540А с механической трансмиссией. Основным фактором, влияющим на расчет, является КПД коробки передач и главной передачи, представляющих собой зубчатые редукторы. КПД редукторов определяется потерями на трение в зацеплениях, которые снижаются за счет смазочного действия трансмиссионного масла. Свойства масла существенно зависят от температуры, что необходимо учитывать при расчете.

Температура масла в редукторе может быть определена по формуле:

$$t_M = t_B + \frac{N \cdot (1 - \eta)}{k_t \cdot S}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7)$$

где t_B – температура окружающего воздуха, °С; N – передаваемая мощность на валу редуктора, Вт; η – КПД редуктора; k_t – коэффициент теплоотдачи поверхностей редуктора, (12...16) Вт/м²·°С; S – площадь поверхности теплоотдачи редуктора, (0,4) м².

Кроме того, температура масла может быть рассчитана с учетом передаваемой мощности при переменном режиме работы:

$$t_M = t_B + \frac{(1 - \eta) N_{cp}}{k_t S (1 + \chi)}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8)$$

где N_{cp} – среднее значение передаваемой мощности при переменном режиме работы, Вт (200 л.с.); χ – коэффициент учета отвода тепла через раму крепления редуктора (0,3).

Формула (8) получена из условия теплового баланса редуктора, при котором количество тепла, выделяемое в результате механических потерь мощности, равно количеству тепла, отводимого в окружающую среду.

Из выражения (8) коэффициент полезного действия редуктора определяется как:

$$\eta = 1 - \frac{k_t S (t_M - t_B) (1 + \chi)}{N_{cp}} \quad (9)$$

Допустимая температура масла для надежной работы редуктора:

$$[t_M] = 60 \dots 80 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Согласно уравнению (7) КПД редуктора можно выразить следующим образом:

$$\eta_i = 1 - \frac{k_{t,i} \cdot S_i \cdot (t_{M,i} - t_B)}{N_i} \quad (10)$$

Для отдельных узлов трансмиссии (согласующего редуктора, гидромеханическая передача, главная передача) КПД вычисляется по формуле:

$$\eta_i = 1 - \frac{k_{t,i} \cdot S_i \cdot (t_{M,i} - t_B)}{N_i}, \quad i = \text{ср, гмп, гп} \quad (11)$$

где: η_i – КПД i -го узла; $k_{t,i}$ – коэффициент теплоотдачи поверхности i -го редуктора, Вт/(м²·°С); S_i – площадь поверхности теплоотдачи i -го узла, м²; $t_{M,i}$ – температура масла в i -м узле, °С; N_i – передаваемая мощность на валу i -го узла, Вт; индексы ср, гмп, гп соответствуют среднему редуктору, гидромеханической передаче и главной передаче соответственно.

Согласно данным [7], в горных условиях температура масла в коробке передач достигает 90 °С и выше, а в главной передаче – свыше 100 °С. Расчёт по формуле (9) показывает, что КПД трансмиссии в этих условиях снижается до:

$$\eta_{mp} \approx 0,8.$$

Тогда необходимый крутящий момент двигателя при трогании в горных условиях составит:

$$M_{e2} = 1170 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Фактический крутящий момент двигателя (877 Н·м) меньше требуемого (1170 Н·м), что свидетельствует об отсутствии достаточного запаса тяги при трогании в горных условиях.

Гидромеханическая трансмиссия

В трансмиссии автомобиля БелАЗ-7540А в качестве согласующего редуктора используется одноступенчатый редуктор с передаточным числом $u_{cp} = 1$ [8, 9, 14-15]. Это означает, что на вал насосного колеса крутящий момент двигателя передается без изменения величины, $M_e = M_n$.

КПД согласующего редуктора (цилиндрическая зубчатая передача) равен 0,97. В условиях эксплуатации на горной местности на основе формулы (11) коэффициент полезного действия снижается до $\eta_{cp} = 0,88$ при площади поверхности теплоотдачи $S = 0,25 \text{ м}^2$.

Момент сопротивления движению автомобиля, определяемый аналогично формуле (4), преодолевается крутящим моментом на турбинном колесе гидротрансформатора. От ведущих колес к турбинному колесу момент передается через главную передачу. При этом $\eta_{en} = 0,8$ согласно уравнению (11).

КПД гидротрансформатора не является постоянной величиной: до достижения номинального режима он находится в пределах 0,6–0,7, после выхода на номинальный режим – 0,8–0,85.

КПД гидромеханической трансмиссии в рассматриваемых условиях рассчитывается как:

$$\eta_{mp} = 0,88 \times 0,8 \times 0,85 = 0,60$$

Тогда необходимый для начала движения крутящий момент на турбинном колесе гидротрансформатора составляет

$$M_t = 9070 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коэффициент трансформации находится в пределах 1,3–1,7 (ГТК-ХИ-430, ГТ-480). Следовательно, момент на насосном колесе с учетом КПД гидротрансформатора равен:

$$M_n \text{ с учетом КПД} = 9070 / (1,7 \times 0,60) = 6669 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Сравнение расчётного момента на насосном колесе гидротрансформатора M_n с учетом КПД = 6669 Н·м с характеристиками двигателя показывает, что применение согласующей передачи не снижает требуемый крутящий момент двигателя для начала движения. Вместе с тем согласующая передача обеспечивает более плавную передачу крутящего момента на гидротрансформатор, снижает динамические нагрузки на двигатель и улучшает согласование его характеристик с гидромеханической трансмиссией в высокогорных условиях эксплуатации.

Согласующий редуктор устанавливается между двигателем и гидротрансформатором для соединения коленчатого вала двигателя с ведущим валом гидротрансформатора, находящимися на разных уровнях по высоте, а также для увязки их режимов работы. Увязка характеристик двигателя и гидромеханической передачи (ГМП) заключается в выборе передаточного числа

согласующего редуктора, обеспечивающего наилучшее использование возможностей двигателя и ГМП [10].

Процесс согласования состоит в выборе оптимальной характеристики входа системы «двигатель - гидрпередача». Характеристика входа строится совместным решением уравнений крутящего момента двигателя по внешней характеристике $M_e = f(n_e)$ и уравнения крутящего момента на насосном колесе $M_n = f(n_n)$. Задача может решаться как аналитически, так и графически.

На рис. 1 [11] представлены внешние характеристики двигателя, приведённые к ведущему валу гидротрансформатора. Из рисунка видно, что при применении понижающей передачи кривая крутящего момента становится более изогнутой и увеличивается его величина. При использовании повышающей передачи момент уменьшается, кривая становится более полой и смещается в область больших оборотов.

В силу приведенных рассуждений можно сформулировать следующий вывод: в горных условиях целесообразно применение согласующего редуктора с повышающей передачей. Еще более целесообразным, с точки зрения универсальности, является использование в качестве согласующего устройства других механизмов, например, вариатора.

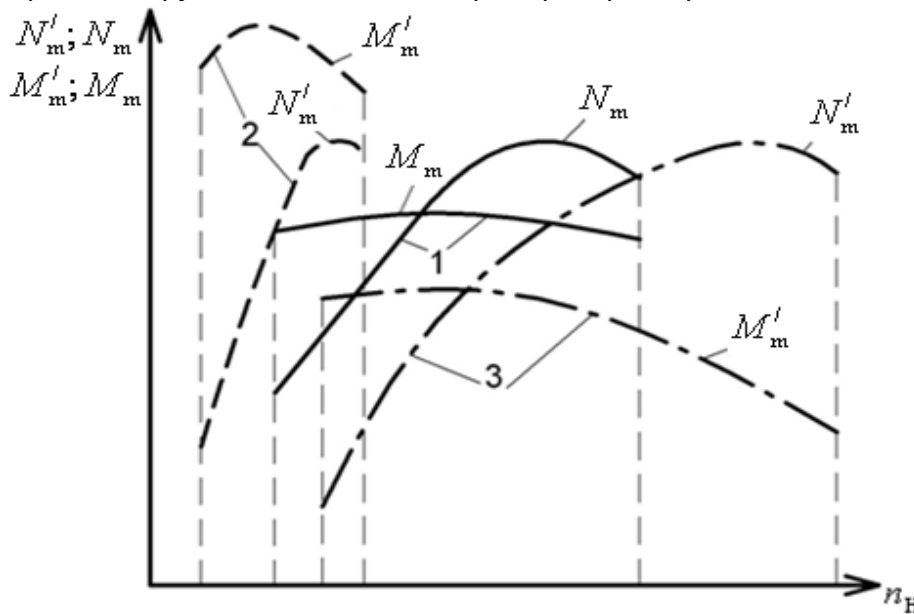


Рисунок 1 – Внешняя характеристика двигателя, приведенная к валу гидротрансформатора: 1 – непосредственное соединение вала двигателя с валом гидротрансформатора; 2 – соединение через понижающую передачу; 3 – соединение через повышающую передачу

Определение передаточного числа согласующего редуктора

Ориентировочно значение величины передаточного числа согласующего редуктора u_{cp} можно определить из соотношения [11]:

$$M_H = M_e u_{cp} \eta_{cp} = \lambda_H g \rho_M n_i^2 D_a^5 \quad (12)$$

Поэтому

$$u_{cp} = \frac{\lambda_{Hu=0} g \rho_M n_H D_a^5}{M_{Hu=0} \eta_{cp}} \quad (13)$$

где M_H – крутящий момент на валу насосного колеса; $\lambda_{Hu=0}$ – коэффициент момента на валу насосного колеса при трогании автомобиля с места; ρ_M – плотность трансформаторного масла; D_a – активный диаметр насосного колеса; $M_{Hu=0}$ – крутящий момент на насосном колесе при разгоне автомобиля; η_{adm} – КПД гидротрансформатора.

В [10] приводится формула определения передаточного числа редуктора

$$u_{cp} = \sqrt[3]{\frac{\lambda_H \gamma_M D_a^5 \omega_e^2}{M_e \eta_{cp}}} \quad (14)$$

где λ_H – коэффициент момента на валу насосного колеса, мин²/м; γ_m – удельный вес трансформаторного масла, Н/м³; ω_e – угловая скорость коленчатого вала двигателя, с⁻¹.

Требуется перестроить внешнюю скоростную характеристику двигателя путем приведения к насосу на основании выражений

$$M_{\text{епр}} = M_e u_{\text{ср}} \eta_{\text{ср}} \quad (15)$$

$$n_{\text{епр}} = n_e / u_{\text{ср}} \quad (16)$$

где $M_{\text{епр}}$ – приведенный к валу насосного колеса крутящий момент двигателя M_e ; $u_{\text{ср}}$ – передаточное число согласующего редуктора; $n_{\text{епр}}$ – приведенная к валу насосного колеса частота вращения коленчатого вала двигателя n_e .

Для грузовых автомобилей, самосвалов режим согласования подбирается в следующем виде

$$n_{eo} = (0,5 \dots 0,75) n_N \quad (17)$$

где n_{eo} – частота вращения коленчатого вала двигателя при полной подаче топлива на режиме «СТОП»; n_N – частота вращения коленчатого вала при полной мощности двигателя.

Работа гидротрансформатора

Гидротрансформатор предназначен для увеличения крутящего момента, передаваемого на вал ступенчатой коробки передач. Наибольшее увеличение крутящего момента на турбинном колесе гидротрансформатора наблюдается при трогании автомобиля с места.

Рабочим телом в гидротрансформаторе является трансмиссионное масло, которое в процессе работы нагревается до температур 90 °С и выше.

Показатели работы гидротрансформатора напрямую зависят от состояния трансмиссионного масла. В частности, в горных условиях коэффициент момента может уменьшаться из-за снижения динамической вязкости перегретого масла.

Коэффициент момента на насосном колесе определяется выражением:

$$\lambda_H = A q h_H, \quad (18)$$

где A – коэффициент, зависящий от геометрических параметров насосного колеса, углов наклона лопастей на входе и выходе; q – коэффициент расхода жидкости (масла); h_H – коэффициент напора жидкости (масла) на колесе

$$h_H = \mu_H - a q, \quad (19)$$

где μ_H – динамическая вязкость масла, Па·с.

Уравнения (7) и (9) показывают, что в горных условиях коэффициент момента будет иметь меньшую величину из-за снижения динамической вязкости перегретого трансмиссионного масла.

Коэффициент полезного действия гидротрансформатора

$$\eta_{\text{ГДТ}} = \frac{M_T n_T}{M_H n_H}, \quad (20)$$

где M_m , M_H – крутящий момент соответственно на турбинном и насосном колесе, Н·м; n_m , n_H – частота вращения соответственно турбинного и насосного колеса, об/мин.

Крутящие моменты на колесах гидротрансформатора [12, 13]

$$\text{на турбинном} \quad M_T = m_m (v_{2T} r_T \cos \gamma - v_{2H} R_H \cos \beta) \quad (21)$$

$$\text{на насосном колесе} \quad M_H = m_m (v_{2H} R_H \cos \beta - v_{1H} r_H \cos \alpha) \quad (22)$$

$$\text{на реакторе} \quad M_p = m_m (v_{1H} r_H \cos \alpha - v_{2T} R_T \cos \gamma), \quad (23)$$

где m_m – масса жидкости на лопатках колес; v_{2m} – скорость масла на выходе из турбинного колеса, м/с; r_T – внутренний радиус лопасти турбинного колеса, м; γ – угол наклона лопасти на турбинном колесе, градус; v_{2H} и v_{1H} – скорости жидкости соответственно на выходе из лопасти и на входе на лопасти насосного колеса, м/с; R_H – внешний радиус лопасти насосного колеса, м; r_H – внутренний радиус лопасти насосного колеса, м; β , α – углы наклона лопасти по наружному и внутреннему диаметрам колеса, градус; R_T – внешний радиус лопасти турбинного колеса

Влияние температурного режима на КПД редукторов

Работа редукторов гидромеханической трансмиссии напрямую зависит от свойств масла, которое подается шестеренчатым насосом. Жидкость создает напор на насосном колесе, заставляя его вращаться.

Далее масло направляется на лопасти турбинного колеса, где его кинетическая энергия вызывает вращение турбины. После этого масло возвращается через лопасти реактора к насосному колесу, замыкая круговой поток. В этом процессе увеличивается крутящий момент на турбинном колесе.

Масса масла на лопастях колес

Масса жидкости, находящейся на лопастях, определяется формулой:

$$m_m = \frac{\gamma \cdot V}{g} = \rho_m \cdot V, \quad (24)$$

где: γ – удельный вес масла ($\rho_m \cdot g$); V – объём масла на лопастях, м³; ρ_m – плотность масла, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с².

Плотность масла и температурный режим

Плотность масла зависит от температуры и высоты над уровнем моря:

$$\rho_m = \frac{\rho_n}{1 + \beta \Delta t}, \quad (25)$$

где: ρ_n – плотность масла при нормальных условиях, кг/м³; β – коэффициент объёмного расширения, 1/°С; Δt – разность температур масла между высотой над уровнем моря (например, 3500 м) и равниной, °С.

Альтернативная формула по Менделееву:

$$\rho_t = \rho_{20} - \gamma_t(t - 20), \quad (26)$$

где: ρ_t – плотность масла при температуре t , °С; ρ_{20} – плотность масла при 20 °С; γ_t – температурная поправка.

На рис. 2 показана зависимость вязкости трансмиссионного масла и КПД гидротрансформатора от температуры.

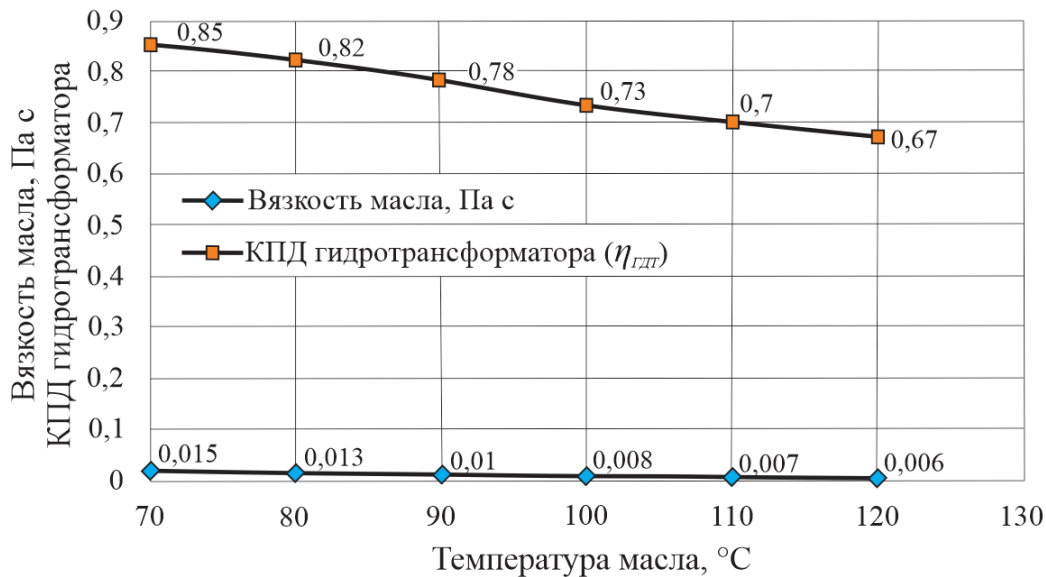


Рисунок 1 – Влияние температурного режима масла на эффективность работы гидромеханической трансмиссии

С увеличением температуры масла его вязкость снижается, что приводит к уменьшению КПД гидротрансформатора. Минимальное значение КПД наблюдается при температуре 120 °С ($\eta_{эдт} \approx 0,67$), а максимальное - при 70 °С ($\eta_{эдт} \approx 0,85$).

Полученная зависимость подтверждает необходимость строгого контроля температурного режима трансмиссионного масла, особенно в условиях высокогорной эксплуатации, для обеспечения эффективной и устойчивой работы гидромеханической трансмиссии.

Уравнение (26) и экспериментальные данные (рис. 2) показывают, что в горных условиях плотность масла снижается [7], что непосредственно влияет на его динамическую и кинематическую вязкость. Это приводит к следующим последствиям:

1. Снижение кинетической энергии масла на лопастях рабочих колес.

Масло, обладающее при нормальных условиях достаточной энергией для создания требуемого напора, теряет часть этой энергии. В результате уменьшается частота вращения насосного и турбинного колес.

2. Необходимость увеличения подачи топлива и частоты вращения двигателя.

Для поддержания требуемой скорости вращения колес возрастает подача топлива и увеличивается частота вращения коленчатого вала.

3. Рост оборотов насосного колеса и интенсивности циркуляции в масле.

Повышение частоты вращения насосного колеса увеличивает расход рабочей жидкости, что приводит к: увеличению скольжения в гидромеханической трансмиссии; дополнительному росту температуры масла.

4. Ухудшение смазывающих свойств масла.

Снижение плотности изменяет динамическую и кинематическую вязкость, что ухудшает условия смазывания и дополнительно снижает КПД гидромеханической трансмиссии.

Сравнительные показатели механической и гидромеханической трансмиссий представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Сравнительные характеристики механической и гидромеханической трансмиссий

Параметр	Механическая трансмиссия	Гидромеханическая трансмиссия
Фактический крутящий момент двигателя, Н·м	877	877
Требуемый крутящий момент для трогания с места, Н·м	1170	9070 (на турбинном колесе гидротрансформатора)
КПД редукторов / гидротрансформатора КПД трансмиссии	$\eta_{mp} \approx 0,8$ $\approx 0,8$	$\eta_{cp} = 0,88$, $\eta_{edm} = 0,7-0,8$, $\eta_{zn} = 0,8$ $\approx 0,60$
Передаточное число согласующего редуктора	–	1...1,5 (повышающая передача)
Влияние температуры масла	снижение КПД до 0,8	снижение КПД до 0,60
Динамическая нагрузка на двигатель при трогании	высокая	снижена благодаря демпфированию гидротрансформатором
Плавность начала движения	низкая	высокая
Возможность трогания с полной нагрузкой	затруднено	обеспечено при использовании согласующего редуктора
Эффективность в высокогорных условиях	низкая	высокая
Рекомендации по модернизации	–	применение повышающей передачи или вариатора в согласующем редукторе

Табл. 1 наглядно показывает, что в высокогорных условиях механическая трансмиссия не обеспечивает достаточный крутящий момент для трогания с полной нагрузкой, снижает эффективность работы и создаёт высокую динамическую нагрузку на двигатель. Гидромеханическая трансмиссия с согласующим редуктором компенсирует эти ограничения: демпфирует нагрузку, улучшает плавность начала движения и позволяет использовать двигатель более эффективно.

Выводы

1. В высокогорных условиях мощность двигателя снижается до 50 %, что приводит к ухудшению тягово-скоростных характеристик карьерных автомобилей.

2. Повышение температуры трансмиссионного масла снижает КПД редукторов до 0,8 и ниже.

3. В условиях высокогорья механическая трансмиссия не обеспечивает необходимый крутящий момент для трогания автомобиля с места, что снижает эффективность движения и тягово-скоростные показатели.

4. Применение гидромеханической трансмиссии с согласующим редуктором повышает согласование режимов работы двигателя и трансмиссии, обеспечивает демпфирование ударных нагрузок и плавное начало движения в высокогорных условиях.

5. Применение повышающей передачи или вариатора в согласующем устройстве является перспективным направлением модернизации.

Проведенные исследования подтвердили необходимость адаптации трансмиссий карьерных автомобилей к условиям высокогорной эксплуатации. Наиболее рациональным решением является использование гидромеханической трансмиссии с оптимально подобранным согласующим редуктором.

Дальнейшие исследования должны быть направлены на экспериментальное подтверждение расчетных зависимостей и оптимизацию параметров гидротрансформатора с учетом изменения физико-механических свойств трансмиссионного масла.

Рецензент: Холов Давлатали — к.т.н., доцент кафедры «Эксплуатация гидромелиоративных систем» Таджикского аграрного университета имени Ш. Шохтемурра

Литература

1. Сайдуллозода, С.С. Теоретические и практические аспекты оценки энергетических затрат автомобилей-самосвалов и модели их функционирования в карьерных условиях: монография / С.С. Сайдуллозода, К.В. Гаврилов. – Душанбе: Ирфон, 2025. – 164 с. – ISBN 978-99985—8232-3. – EDN ERLMRE.
2. Сайдуллозода, С.С. Оценка энергетических затрат автомобилей-самосвалов на основе модели их функционирования в горных условиях Республики Таджикистан: специальность 05.05.03 "Колесные и гусеничные машины": диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Сайдуллозода Сайвали Сайдулло. – Челябинск, 2022. – 174 с. – EDN UJQATX.
3. Wang, H., High-Altitude Operation Effects on Transmission Efficiency of Heavy Vehicles, Lubrication Science.
4. Вахламов В.К., Шатров М.Г., Юрчевский А.Л. Автомобили: теория и конструкция автомобиля и двигателя. – М.: Академия, 2012. – 186 с.
5. Хусайнов А.Ш. Эксплуатационные свойства автомобиля: учеб. пособие. – Ульяновск: УлГТУ, 2011. – 109 с.
6. Сайдуллозода, С.С. Конструкция и расчет сцепления автомобиля / С.С. Сайдуллозода, К.Т. Мамбеталин, А.М. Умирзоков, Б.К. Мирон // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2020. – № 2(61). – С. 10-16. – EDN GJFBEV.
7. Токарев А.А. Топливная экономичность и тягово-скоростные качества автомобиля. – М.: Машиностроение, 1982. – 221 с.
8. Сайдуллозода, С.С. Оценка эффективности функционирования системы водитель-автомобиль-дорога-среда по энергетическим показателям / С.С. Сайдуллозода, К.В. Гаврилов, А.М. Умирзоков, А.Г. Уланов // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. – 2021. – Т. 21, № 4. – С. 61-70. – DOI 10.14529/engin210406. – EDN FYNBSV.
9. Умирзоков, А.М. Оценка эффективности эксплуатации автомобильной дороги в горных карьерах / А.М. Умирзоков, К.Т. Мамбеталин, С.С. Сайдуллозода, А.Л. Бердиев // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – 2021. – № 1(132). – С. 98-105. – DOI 10.46960/1816-210X_2021_1_98. – EDN KGJKVJ.
10. Проектирование трансмиссий автомобилей: справочник / под общ. ред. А.И. Гришкевича – М.: Машиностроение, 1984. – 272 с.
11. Губарев В.В. Гидромеханические передачи автомобилей. – М.: Машиностроение, 1986. – 240 с.
12. Petrov, A., Traction Efficiency of Mining Dump Trucks in Mountainous Terrains, International Journal of Vehicle Design, 2022.
13. Нарбут А.Н. Автомобили: рабочие процессы и расчет механизмов и систем. – 2-е изд., испр. – М.: Академия, 2008. – 235 с.
14. Анализ влияния рельефа местности на функционирование системы Водитель-Автомобиль-Дорога-Среда / А. М. Умирзоков, Н. Р. Гоиров, Д. Х. Аминов [и др.] // Политехнический вестник. Серия: Инженерные исследования. – 2021. – № 2(54). – EDN CAFFCS.
15. Классификация системы ВАДС / А. М. Умирзоков, К. Т. Мамбеталин, С. С. Сайдуллозода [и др.] // Политехнический вестник. Серия: Инженерные исследования. – 2019. – № 1(45). – С. 187-193. – EDN CXUEPR.

МАЪЛУМОТ ДАР БОРАИ МУАЛЛИФОН-СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ-INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

TJ	RU	EN
Сайдуллозода Сайвали Сайдулло	Сайдуллозода Сайвали Сайдулло	Saidullozoda Saivali Saidullo
Донишгоҳи техникии Тоҷикистон ба номи акад. М.С. Осимӣ	Таджикский технический университет имени академика М.С. Осими	Tajik Technical University named after ac. M.S. Osimi
н.и.т, дотсент	к.т.н, доцент	Candidate of Technical Sciences
E-mail: saivali.saidullo@mail.ru		
ORCID: 0000-0002-9663-2453		
TJ	RU	EN
Давлатшоев Рашид Асанхонович	Давлатшоев Рашид Асанхонович	Davlatshoev Rashid Asankhonovich
Донишгоҳи техникии Тоҷикистон ба номи акад. М.С. Осими	Таджикский технический университет имени академика М.С. Осими	Tajik Technical University named after ac. M.S. Osimi
н.и.т, дотсент	к.т.н, доцент	Candidate of Technical Sciences
E-mail: d_rashid71@mail.ru		
ORCID Id 0000-0002-7317-5245		