

<https://doi.org/10.26160/2572-4347-2019-8-38-48>

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ХОЛОСТЫХ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ ПО СТРУКТУРНЫМ МЕХАНИЗМАМ БЕССТУПЕНЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ БЛАГОНПРАВОВА

Юркевич А.В.

Ключевые слова: механическая бесступенчатая передача, механизм свободного хода, торсионный вал, экспериментальный образец передачи, холостые потери мощности.

Аннотация. Для нового типа механических бесступенчатых передач с внутренней силовой функцией экспериментально определены холостые потери мощности. Выполнена оценка их распределения по структурным механизмам передачи. Максимальные суммарные холостые потери не превышают 5-7% подводимой мощности. Определены пути совершенствования конструкции. Результаты могут быть использованы при расчетах внешней и частичных характеристик передачи.

EXPERIMENTAL EVALUATION OF THE OF OFF-LOAD POWER LOSSES DISTRIBUTION BETWEEN THE STRUCTURAL MECHANISMS THE CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION NAMED AFTER BLAGONRAVOV

Yurkevich A.V.

Keywords: mechanical continuously variable transmission, freewheel mechanism, torsion shaft, experimental sample transmission, off – load power loss.

Abstract. For a new type of mechanical continuously variable transmission with internal power function no-load power losses are experimentally determined. Their distribution between structural mechanisms of transfer is estimated. The maximum total off – load losses do not exceed 5-7% of the supplied power. The ways of improving the design are determined. The results can be used in the calculations of external and partial characteristics of the transmission.

На основании большого количества теоретических, конструкторских и экспериментальных работ профессором Благонравовым А.А. разработан принципиально новый тип механической бесступенчатой передачи [1-4] с регулируемой силовой функцией [5]. Передача предназначена для использования в качестве трансмиссии автотранспортного средства (АТС) [6]. Она имеет регулируемые колебательные движения внутренних звеньев, механизмы свободного хода (МСХ) [7] и упругие элементы – торсионные валы, при деформации которых возникают силовые функции, равные потенциальной энергии упругой деформации, взятой со знаком минус. При использовании регулируемых упругих сил бесступенчатость передачи обеспечивается как за счет адаптивной деформации торсионов под нагрузкой, так и за счет принудительного регулирования их амплитуды колебаний. Поэтому путем раздельного управления внутренней силовой функцией (амплитудой колебаний внутренних звеньев) и частотой вращения ведущего вала [8], передача позволяет обеспечивать оптимальную нагрузочную характеристику источника энергии.

Был разработан и изготовлен экспериментальный образец такой бесступенчатой передачи, рассчитанный на передаваемую мощность до

69,9кВт (95 л.с.). Кинематическая схема экспериментального образца и вид на преобразователь колебаний со стороны суммирующего редуктора (задняя крышка снята) приведены на рис. 1.

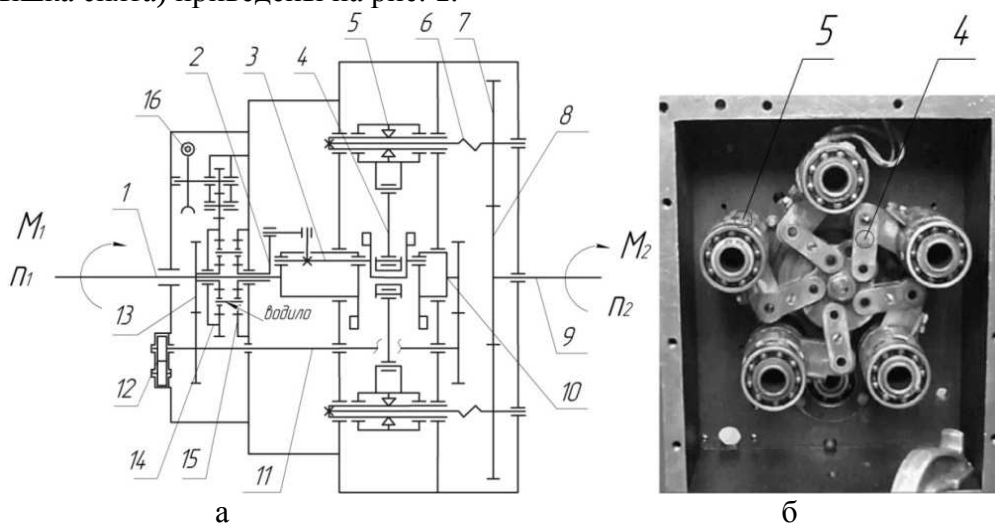


Рис. 1. Экспериментальный образец механической бесступенчатой передачи:
а – кинематическая схема; б – вид на преобразователь колебаний

Принцип работы состоит в следующем: вращение ведущего вала 1, состоящего из передней 1 и соединенного с ним валиком 11 хвостовой 10 частей, с помощью шарнирно-рычажного механизма (общий кривошип 3, шатуны 4) преобразуется в угловые колебания ведущих элементов пяти механических выпрямителей 5 – механизмов свободного хода. Выпрямители обеспечивают кинематическое условие, по которому скорость их ведомого элемента может быть больше, но не может быть меньше угловой скорости коромысла. Ведущие элементы МСХ – коромысла совершают колебательное движение со сдвигом по фазе, а ведомые элементы соединены через торсионные валы 6 с шестернями 7.

суммирующего редуктора. Центральное зубчатое колесо 8 этого редуктора является ведомым валом 9 передачи. Торсионы растягивают импульсы момента по времени, обеспечивая перекрытие и непрерывность момента на выходном валу.

Амплитуда колебаний коромысел φ_0 определяется – расстоянием от оси общего кривошипа 3 до оси ведущего вала 9. Изменение амплитуды осуществляется поводком 2 путем поворота его относительно оси входного вала механизмом управления, который состоит из двух одинаковых планетарных рядов 14 и 15 объединенных общим водилом. Солнечная шестерня планетарного ряда 14 жестко соединена с ведущим валом 9. Эпицикл этого ряда через свой наружный зубчатый венец и промежуточные шестерни соединен с червячным колесом редуктора 16. При управлении амплитудой колебаний поворот этого колеса обеспечивает пропорциональный разворот солнечной шестерни планетарного ряда 15 относительно солнечной

шестерни ряда 14. Солнечная шестерня 15 ряда через поводок 2 разворачивает общий кривошип 3 относительно вращающегося вала 9, что приводит к изменению амплитуды колебаний коромысел выпрямителей 5. Эпициклическая шестерня ряда 15 жестко соединена с корпусом передачи. При неподвижных эпициклических шестернях планетарных рядов 14 и 15 солнечные шестерни этих рядов вращаются с одинаковой частотой вращения, совпадающей с ведущим валом, а общее водило вращается с частотой пропорциональной характеристике планетарных рядов $K = Z_9 / Z_C$, где Z_9 , Z_C – числа зубьев эпициклической и солнечной шестерен соответственно.

Запишем уравнения движения для каждого планетарного ряда

$$\omega_{c1} - \omega_{b1}(1+k) + \omega_{s1} = 0, \quad (1)$$

$$\omega_{c2} - \omega_{b2}(1+k) + \omega_{s2} = 0, \quad (2)$$

где ω_c , ω_b , ω_s – частоты вращения солнечной шестерни, водила и эпициклической шестерни планетарного ряда, индексы 1 и 2 относятся соответственно к планетарному ряду 14 и 15.

В соответствии с кинематической схемой угловая скорость водила $\omega_{b1} = \omega_{b2} = \omega_b$ (общее водило). При остановленных эпициклах $\omega_{s1} = \omega_{s2} = 0$ из (1) и (2) получим $\omega_{c1} = \omega_{c2} = \omega_1$ и $\omega_b = \omega_1 / (1+k)$.

При повороте управляемой эпициклической шестерни $\omega_{s1} \neq 0$ и $\omega_{s2} = 0$ получим $\omega_{c1} - \omega_{c2} = -K\omega_{s1}$. Переходя к углам поворота шестерен, получим $\Delta\varphi = -K\varphi_s$, где $\Delta\varphi$ – относительный разворот солнечных шестерен планетарных рядов, φ_s – угол поворота управляемой эпициклической шестерни планетарного ряда 14.

Система смазки передачи включает в себя внешний шестеренчатый масляный насос 12 с редукционным клапаном. Привод насоса осуществляется от ведущего вала 9 через шестерню 13 и валик 11. Масло располагается в картере передачи. Через систему маслопроводов и масляных каналов в валах смазка подается под давлением 5...5,5 атм к подшипниковым узлам и МСХ передачи.

Таким образом, помимо основных структурных механизмов передачи (механических выпрямителей с торсионами), энергетические характеристики которых были подробно рассмотрены ранее в работах [3,9], реальная конструкция передачи содержит обязательные дополнительные структурные механизмы, от потерь мощности в которых зависят КПД и коэффициент трансформации передачи в целом. Величина этих потерь определяет степень совершенства принятых схемных и конструкторских решений и должна быть оценена. Это является важной задачей, которая не была рассмотрена ранее. Восполнить этот пробел задача этой статьи.

При работе бесступенчатой передачи мощность приводного двигателя N_1 затрачивается на совершение полезной работы на ведомом валу N_2 и

потерь, абсолютная величина которых или прямо пропорциональна мощности на ведущем валу или не зависит от нее. Для сложных механизмов довольно трудно выделить потери, абсолютная величина которых или строго пропорциональна подводимой мощности или полностью не зависит от неё. Отнесем к холостым потерям абсолютную величину мощности на ведущем валу при отсутствии нагрузки на ведомом валу. При этом их величина не зависит от мощности на ведомом валу и должна определяться экспериментально. Абсолютная величина остальных потерь, которые в отличие от холостых, называются силовыми является прямо пропорциональной мощности на ведущем валу [10]. Составим уравнение баланса мощности

$$N_1 = N_2 + N_{\text{пму}} + N_{\text{мн}} + N_{\text{мсхг}} + N_{\text{мсххп}} + N_{\text{ср}}, \quad (3)$$

где $N_{\text{пму}}$ – затраты мощности на холостое вращение планетарного механизма управления амплитудой колебаний. Сюда отнесем потери в зубчатых зацеплениях и подшипниках планетарных рядов, а также подшипниках и шестернях привода валика 11 и хвостовой части 10 ведущего вала 9 и шестернях масляного насоса (без учета гидравлических потерь). Такое разделение связано с тем, что эти механизмы функционируют при любом режиме работы передачи;

$N_{\text{мн}}$ – гидравлические потери в масляной системе. Отнесение их к потерям вызвано с тем, что в принципе масляный насос может быть внешним по отношению к передаче и быть напрямую встроенным в систему смазки ДВС. При этом качество конструкции трассы маслоподачи может быть улучшено и соответственно снижены затраты мощности на ее функционирование;

$N_{\text{мсхг}}$ – гистерезисные потери в цикле нагружение – расклинивание выпрямителей. Эти потери подробно рассмотрены в работе [9]. Их величина зависит от передаваемой мощности и относится к силовым потерям. Поэтому в данной работе не рассматриваются;

$N_{\text{мсххп}}$ – холостые потери при свободном ходе выпрямителей. Учитывают моменты трения и ведения во фрикционных дисках выпрямителей при угловых колебаниях коромысел, а также потери в подшипниках шарнирно-рычажного механизма преобразователя колебаний;

$N_{\text{ср}}$ – затраты мощности на холостое вращение суммирующего редуктора. Сюда относятся потери в зацеплениях шестерен 7 и 8 и подшипниках их опор.

Следует отметить, что потери $N_{\text{мсххп}}$ и $N_{\text{ср}}$ определяются совместно, поскольку механизмы функционируют одновременно только при наличии амплитуды колебаний коромысел. При этом $N_{\text{ср}}$ значительно меньше $N_{\text{мсххп}}$ и могут не учитываться.

Если затраты мощности $N_{\text{пму}}$, $N_{\text{мн}}$, $N_{\text{ср}}$ для реальной конструкции

передачи проще определить экспериментально, то $N_{\text{мсххп}}$ – холостые потери при свободном ходе выпрямителей можно оценить заранее теоретически.

При работе бесступенчатой передачи коромысло выпрямителя совершает угловые колебания близкие к гармоническим, при этом угол поворота коромысла (начальное значение угла совпадает с началом поворота коромысла в сторону рабочего хода) $\varphi_k = \varphi_0(1 - \cos \varphi)$, угловая скорость коромысла $\dot{\varphi}_k = \varphi_0 \omega_1 \sin \varphi$ и угловое ускорение $\ddot{\varphi}_k = \varphi_0 \omega_1^2 \cos \varphi$. При равномерном вращении ведущего вала $\varphi = \omega_1 t$.

На режиме постоянного свободного хода (угловая скорость шестерни 7 постоянна и равна $\omega_7 = \varphi_0 \omega_1$) внешняя нагрузка на торсионном валу выпрямителя равна нулю в течение всего периода $\tau = 2\pi / \omega_1$, однако работа трения не равна нулю. Одну половину периода, когда $\ddot{\varphi}_k < 0$ (угол поворота ведущего вала изменяется от $\pi/2$ до $3\pi/2$), полумуфта сидит на упоре, между дисками трения имеется небольшой суммарный зазор 0,3...0,5 мм, осевая нагрузка, которая могла бы вызывать Кулоновское трение, отсутствует, но действует момент трения ведения $M_{\text{в}}$. Результаты испытания осевого выпрямителя с дополнительными рабочими поверхностями [9] показали, что момент трения ведения практически не зависит от относительной угловой скорости фрикционных дисков и составляет $M_{\text{в}} = 0,85$ Нм. Тогда работа этого момента за цикл может быть вычислена как произведение этого момента на суммарный угол поворота ведомых деталей относительно ведущих за цикл по формуле

$$A_{\text{в}} = n M_{\text{в}} \int_{\pi/2}^{3\pi/2} (\varphi_7 - \varphi_k) d\varphi, \quad (4)$$

где n – количество выпрямителей в передаче, $n=5$; φ_7 – угол поворота шестерни 7 за цикл, на режиме свободного хода $\varphi_7 = \varphi_0 \varphi$.

Значение интеграла в выражении (4) равна $4,7196 \varphi_0$. То есть работа момента ведения за цикл прямо пропорционально установленной амплитуде колебаний коромысел выпрямителей.

Другую половину периода, когда $\ddot{\varphi}_k > 0$ (угол поворота ведущего вала изменяется сначала от 0 до $\pi/2$ а затем от $3\pi/2$ до 2π), полумуфта по закону инерции отстает от коромысла, выбирает осевой зазор, создает осевую нагрузку и момент Кулоновского трения $M_{\text{т}}$, величина которого благодаря динамическому равновесию будет именно такой, какой нужно, чтобы обеспечить равенство $\ddot{\varphi}_{\text{п}} = \ddot{\varphi}_k$, то есть $M_{\text{т}} = J_{\text{п}} \varphi_0 \omega^2 \cos \omega t$. Среднее значение работы сил трения за цикл определяется по формуле

$$A_{\text{тр}} = n_{\text{п}} J_{\text{п}} \varphi_0 \omega_1^2 \left[\int_0^{\pi/2} \cos(\varphi) d\varphi + \int_{3\pi/2}^{2\pi} \cos(\varphi) d\varphi \right], \quad (5)$$

где J_n – момент инерции полумуфты выпрямителей, у изготовленных выпрямителей $J_n = 0,0002 \text{ кг.м}^2$,

n_n – общее количество полумуфт выпрямителей, $n_n = 10$.

Так как сумма определенных интегралов в (5) всегда равна 2, то среднее значение работы сил трения для всех полумуфт за весь цикл будет $A_{\text{тр}} = 10J_n \varphi_0 \omega_1^2 / \pi$. Тогда суммарные холостые потери в МСХ за цикл на режиме свободного хода будут определяться по формуле

$$N_{\text{мсхп}} = (4.7196 \varphi_0 \omega_1 + 10J_n \varphi_0 \omega_1^3 / \pi) / 2\pi. \quad (6)$$

Из формулы (6) видно, что эти потери увеличиваются линейно при увеличении амплитуды колебаний φ_0 и возрастают пропорционально кубу угловой скорости ω_1 ведущего вала.

Для экспериментальной оценки холостых потерь достаточно измерение момента и частоты вращения ведущего вала. Испытания бесступенчатой передачи проведены на тормозном стенде [11] при отсутствии нагрузки на ведомом валу. В процессе испытаний частота вращения ведущего вала изменялась ступенчато от 200 до 2200 об/мин. Измерение и регистрация параметров (момента и частоты вращения вала) осуществлялись при помощи модульной измерительно-вычислительной системы (МИВС), которая функционирует на базе персонального компьютера (PC) типа IBM PC со специальным программным обеспечением PowerGraph (www.powergraph.ru). Основные параметры МИВС приведены в [12]. Частота вращения ведущего n_1 регистрировалась с использованием инкрементного энкодера EP62 с точностью измерения $\pm 1,54\text{--}2,31$ об/мин. Для измерения момента на ведущем валу M_1 использовались тензометрические датчики, передача информации осуществлялась при помощи телеметрических тензоусилителей ТТ01. Точность измерения составила $\pm 0,219 \text{ Н.м}$. В картер коробки залито масло Mannol 5w40 PREMIUM. Эксперименты проводились при температуре $40\text{--}55^\circ$.

Эксперименты выполнены при следующих заданных режимах работы:

1. Амплитуда колебаний устанавливалась равной 0, при этом уравнение баланса мощности (3) принимает вид

$$N_1 = N_{\text{пму}} + N_{\text{мн}}. \quad (7)$$

2. Амплитуда колебаний устанавливалась равной 0. Отключалась подача масла на вход насоса 12 путем отсоединения шланга с впускного патрубка. Уравнение баланса мощности (3) принимает вид

$$N_1 = N_{\text{пму}}. \quad (8)$$

3. Амплитуда колебаний устанавливалась последовательно равной 0,1 и 0,2 рад. Масляный насос включался. Уравнение баланса мощности (3) принимает вид

$$N_1 = N_{\text{пму}} + N_{\text{мн}} + N_{\text{мсхп}} + N_{\text{ср}}. \quad (9)$$

На рис. 2. приведены экспериментальные точки измеренного момента на ведущем валу передачи в зависимости от его частоты вращения.

Каждая точка на графиках получена путем усреднения 6 нагружений. Среднеквадратическое отклонение измеренного значения момента составляет $\sigma = 0,225$ Н.м при этом доверительный интервал с вероятностью 95%, установленный с помощью коэффициента Стьюдента $t_{0,05,70} = 1,667$ составил $\delta = \pm 0,375$ Н.м. Если в соответствии с уравнениями (7), (8), (9) провести с этими данными последовательные действия, то можно получить в чистом виде интересующие нас потери мощности поэлементно по структурным механизмам передачи.

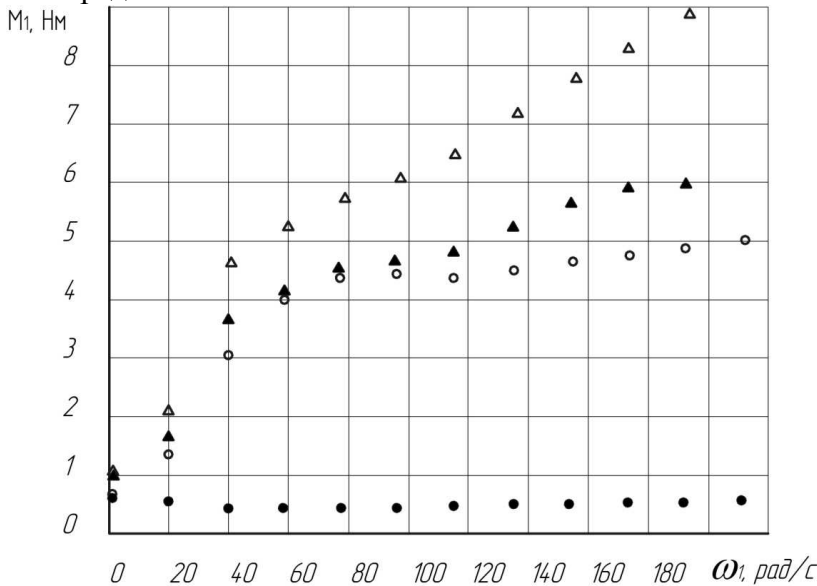


Рис. 2. Зависимости момента на ведущем валу передачи от угловой скорости ведущего вала при режимах работы передачи, соответствующих: Δ – режиму 3 при $\varphi_0=0,2$ рад; $\blacktriangle$ – режиму 3 при $\varphi_0=0,1$ рад; $\circ$ – режим 1; $\bullet$ – режим 2

Уравнение (8) напрямую дает нам потери мощности в планетарном механизме управления $N_{\text{пму}}$. Если из данных, соответствующих уравнению (7) (светлые кружки) вычесть (8) (темные кружки), то получим гидравлические потери в системе смазки $N_{\text{мн}}$. Отметим, что момент (Нм), требуемый от ДВС для привода масляного насоса хорошо аппроксимируется зависимостью $M_{\text{н}} = -0,575 - 0,018\omega_1 + 0,611\omega_1^{0,5}$.

Вычитая из данных по уравнению (9) при соответствующей амплитуде колебаний (7) (светлые треугольники соответствуют 0,2 рад.; темные треугольники 0,1 рад.), то получим $N_{\text{мсхлп}} + N_{\text{ср}}$. Такие процедуры были проведены. Мощность определялась как произведение момента на угловую скорость ведущего вала. Результаты представлены на рис.3. Там же приведены расчетные графики потерь мощности в МСХ при различной амплитуде колебаний (линия 1 для амплитуды 0,2 рад. и линия 2 для амплитуды 0,1 рад.). Расчеты выполнены по формуле (6). Как видно из графиков характер изменения расчетных потерь мощности соответствует

экспериментальным точкам. Для амплитуды колебаний 0,1 рад. расчетные значения значительно выше экспериментальных точек. Это объясняется тем, что в расчетах не учитывается снижение реализуемой амплитуды колебаний, вызванное «потерей» амплитуды из-за зазоров в элементах конструкции. Если при расчетном значении амплитуды колебаний 0,05 рад построить ту же линию 2, то она практически совпадет с экспериментальными точками (темные треугольники). Это означает, что угловые зазоры составляют всего $2,9^\circ$. При увеличении амплитуды колебаний эти зазоры при работе передачи, как правило, выбираются [3]. Поэтому линия 1 ($\varphi_0 = 0,2$ рад) практически совпадает с соответствующими экспериментальными точками (светлые треугольники). Поэтому предложенная формула (6) может быть рекомендована для оценочных расчетов холостых потерь мощности в МСХ на режиме свободного хода.

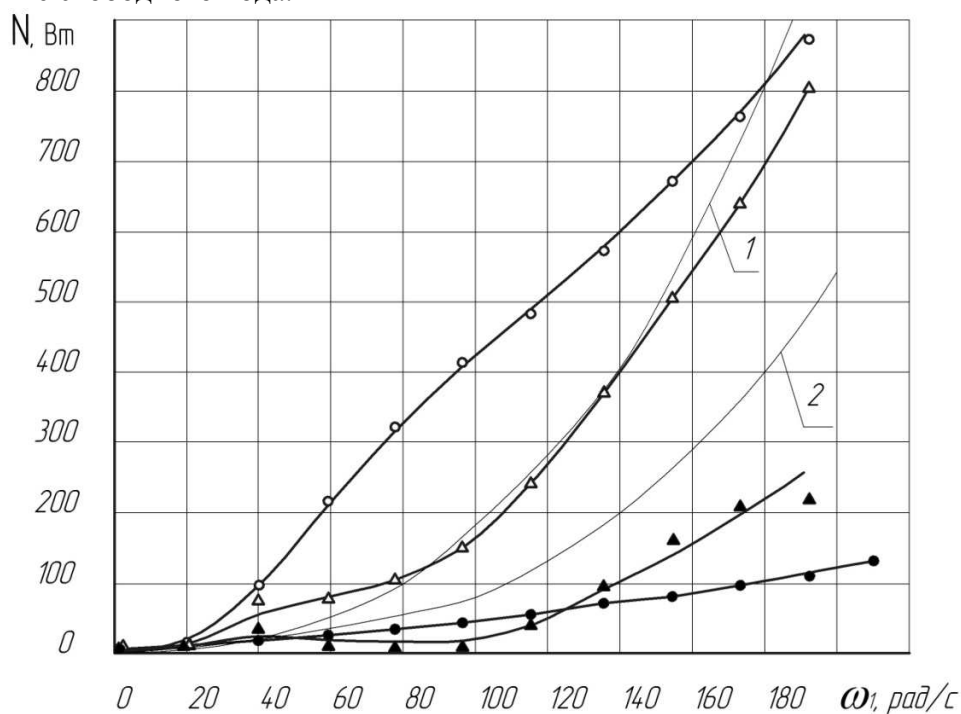


Рис. 3. Распределение холостых потерь мощности по структурным механизмам механической бесступенчатой передачи в зависимости от частоты вращения ведущего вала; ● - потери мощности в планетарном механизме управления $N_{\text{пму}}$; ▲ - потери мощности в МСХ при амплитуде колебаний 0,1 рад; Δ - потери мощности в МСХ при амплитуде колебаний 0,2 рад; ○ - гидравлические потери в системе смазки $N_{\text{мн}}$

Потери можно оценивать отношением холостых потерь к мощности, развиваемой двигателем при соответствующей частоте вращения. При стандартном городском ездовом цикле частота вращения коленчатого вала ДВС как правило $\omega_1 \leq 220 \text{ с}^{-1}$. Сравним экспериментальные данные при

$\omega_1 = 180 \text{ с}^{-1}$. В нашем случае мощность, развиваемая двигателем при $\omega_1 = 180 \text{ с}^{-1}$ составляет $N_o = 36000 \text{ Вт}$. Тогда холостые потери в масляной системе составят 2,2 %, в МСХ при амплитуде 0,2 рад – 1,9%, при амплитуде 0,1 рад – 0,5%, в планетарном механизме управления менее 0,003%. Это значит, что при этой частоте ω и максимальной амплитуде $\varphi_0 = 0,2$ рад на холостые потери в экспериментальном образце суммарно затрачивается не более 5% от мощности двигателя. При номинальной частоте вращения ДВС потери могут достигать 7%.

Полученные холостые потери при свободном ходе выпрямителей $N_{\text{мсхп}}$ это максимальные потери при полном отсутствии нагрузки на ведомом валу передачи. Если такая нагрузка есть, то часть цикла выпрямитель включен, и холостые потери в МСХ меняются. Эта часть зависит от внутреннего передаточного отношения i_t [3]. Поэтому, строго говоря, причисление этих потерь к холостым, относится лишь к их максимальным значениям. При появлении нагрузки на ведомом валу они уменьшаются. Насколько, можно не уточнять, так как потери и так малы. При $i_t = 0$ (стоповый режим) выпрямитель включен в течении всего периода. По мере увеличения i_t фаза включенного состояния выпрямителя уменьшается и стремится к нулю при $i_t \rightarrow 1$. При интенсивном разгоне перед включением прямой передачи потери могут быть близки к указанным выше. Несмотря на то, что это кратковременный режим, выполненная оценка полезна. Заметим, что в гидромеханических передачах перед блокировкой гидротрансформатора потери могут быть более 10%.

Выводы

1. Холостые потери мощности в разработанном планетарном механизме управления амплитудой колебаний коромысел выпрямителей незначительны и могут не учитываться.

2. Гидравлические потери в системе смазки требует от ДВС дополнительного момента для преодоления этих потерь. Их абсолютная величина соизмерима с максимальными холостыми потерями в МСХ на режиме свободного хода. Снижение этих потерь возможно путем использования для смазки механизмов бесступенчатой передачи автономного масляного насоса и снижения гидравлических сопротивлений подводящих к поверхностям трения масляных каналов. При этом характеристики передачи – значение КПД и коэффициента трансформации момента могут быть значительно повышены.

3. Величина холостых потерь при свободном ходе выпрямителей при амплитуде колебаний более 0,2 рад может составлять до 50% суммарных потерь мощности. Возможность уменьшения этих потерь заключается в уменьшении количества пар трения в МСХ до 14, что при новом проектировании имеет практическое значение. Это обеспечит пропорциональное уменьшение момента трения ведения и позволит почти пропорционально уменьшить момент инерции полумуфта, уменьшив момент трения при инерционной выборке зазора перед включением.

4. В целом, представленные экспериментальные результаты по значениям холостых потерь мощности (не более 5%...7% от мощности двигателя) и их распределения по структурным механизмам передачи позволяют считать, что предложенные схемные и конструкторские решения, реализованные в экспериментальном образце механической бесступенчатой передачи Благоднаров, пригодны и могут использоваться при расчетах и проектировании таких передач.

Список литературы

1. Патент №2211971 РФ. Механическая бесступенчатая передача / Благоднаров А.А. – Оубл. 2003, Бюл. № 25.
2. Патент №2334143 РФ. Механическая бесступенчатая передача / Благоднаров А.А. – Оубл. 2008, Бюл. № 26.
3. Благоднаров А.А. Механические бесступенчатые передачи. – Екатеринбург: УрО РАН, 2005. – 202с.
4. Благоднаров А.А. Расчет внешней характеристики механического трансформатора с колебательным движением внутренних звеньев // Вестник машиностроения. – 2011. – №10. – С.8-13.
5. Благоднаров А.А. Регулируемая внутренняя автоматичность механического бесступенчатого трансформатора / А.А.Благоднаров, А.В. Юркевич, А.В. Терешин // Вестник машиностроения. – 2014. – №2. – С. 3-7.
6. Благоднаров А.А. Повышение энергоэффективности транспортных машин при использовании механических бесступенчатых передач с регулируемыми силовыми функциями / А.А. Благоднаров, А.В. Юркевич // Журнал ААИ. – 2017. – №2 (103). – С. 18-21.
7. Благоднаров А.А. Механизмы свободного хода импульсных бесступенчатых передач / А.А. Благоднаров, Е.Н. Ревняков // Автомобильная промышленность. – 2008. – №6. – С. 16-18.
8. Blagdnarvov A.A., Yurkevich A.B., Yurkevich A.A. Automatic control of a stepless mechanical transmission with an internal force function // Russian Engineering Research. 2017. №37(3). P. 185-188.
9. Благоднаров А.А. Энергетические характеристики механического выпрямителя бесступенчатых передач с регулируемой внутренней автоматичностью / А.А. Благоднаров, А.А. Юркевич, А.В. Юркевич, А.В. Терешин, В.А. Солдаткин // Журнал автомобильных инженеров. – 2015. – № 4(93). – С. 26-31.
10. Гасанов Б.Г. Расчетно-экспериментальная внешняя характеристика механической бесступенчатой передачи / Б.Г. Гасанов, В.В. Мишустин // Известия вузов. Северо-Кавказский регион. Технические науки. – 2013. – №4. – С. 47-50.
11. Косов В.П. Стенд для экспериментальных исследований механического бесступенчатого трансформатора момента / В.П. Косов, А.В. Терешин // Символ науки. – 2015. – №9. – Ч. 1. – С. 74-76.

12. Yurkevich A.V. Modular measuring and computing system performance / A.V. Yurkevich, A.V. Tereshin, V.A. Soldatkin / *Инновационная наука*. – 2015.– №10, Ч. 1. – С. 41-44.

References

1. Blagonravov A.A. Continuously variable type of mechanical transmission. Patent RF, no. 2211971, 2003.
2. Blagonravov A.A. Continuously variable type of mechanical transmission. Patent RF, no. 2334143, 2008.
3. Blagonravov A.A. Continuously variable types of mechanical transmission. Yekaterinburg, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences, 2005. 202 p.
4. Blagonravov A.A. Calculation of external characteristics of a mechanical transformer with the vibratory motion of internal links // *Engineering Bulletin*. 2011, no.10, p. 8-13.
5. Blagonravov A.A., Yurkevich A.V., Tereshin A.V. Regulative internal automaticity of stepless mechanical transformer // *Engineering Bulletin*. 2014. no.2, p. 3-7.
6. Blagonravov A.A., Yurkevich A.V. Energy efficiency upgrading of transport vehicles when using mechanical stepless transmission with forcing function control // *Journal of Automotive Engineers*, 2017, no.2, p. 18-21.
7. Blagonravov A. A., Revnyakov E.N. Free-wheel clutch mechanisms of pulse continuously variable transmissions // *Journal of Automotive Industry*, 2008, no.6, p. 16-18.
8. Blagonravov A.A., Yurkevich A.B., Yurkevich A.A. Automatic control of a stepless mechanical transmission with an internal force function // *Russian Engineering Research*. 2017. №37(3). P. 185-188.
9. Blagonravov A.A., Yurkevich A.A., Yurkevich A.V., Tereshin A.V., Soldatkin V.A. Energetic characteristics of the mechanical rectifier of stepless transmissions with adjustable internal automaticity // *Journal of Automotive Engineers*, 2015, no.4, p. 26-31.
10. Gasanov B.G., Mishustin V.V. Design experimental external characteristics of a continuously variable type of mechanical transmission // *University News*. North Caucasus region. Technical science, 2013, no.4, p. 47-50.
11. Kosov V.P., Tereshin A.V. Testing facility for experimental studies of a mechanical stepless torque transformer // *Symbol of science*, 2015, no.9, part 1, p. 74-76.
12. Yurkevich A.V., Tereshin A.V., Soldatkin V.A. Modular measuring and computing system performance // *Innovative science*, 2015, no.10, part 1, p. 41-44.

Юркевич Андрей Владиленович – кандидат технических наук, доцент, старший научный сотрудник, Институт машиноведения УрО РАН, Отдел механики транспортных машин, г.Курган, Россия, urkeva@mail.ru

Yurkevich Andrey Vladilenovich – candidate of technical science, associate professor, senior researcher, Institute of mechanical engineering of UB RAS, Department of mechanics of transport machines, Kurgan, Russia, urkeva@mail.ru

Received 01.11.2019