

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ КЛИНОРЕМЕННОГО ВАРИАТОРА В ЛЕГКОМ ТРАНСПОРТНОМ СРЕДСТВЕ

К.Т.Н. Лукьянов А.С., Стариков А.И.

Московский политехнический университет, Москва, Россия,
salek61@mail.ru; alexigorevich@mail.ru

Клиноременные вариаторы с автоматическими нажимными механизмами получили преимущественное распространение в легких транспортных средствах, таких как мотороллеры, снегоходы, квадроциклы, мотовездеходы и другие. В связи с этим необходима разработка методики оценки эффективности работы вариатора для определения необходимых параметров и качества работы клиноременного вариатора легких транспортных средств. Указанные средства передвижения обладают небольшой массой (до 750 кг) и стоимостью и, как правило, снабжены двигателями небольшой мощности (до 75 кВт). Конструктивная простота и высокая технологичность изготовления немногочисленных деталей клиноременного вариатора, а следовательно, наименьшая их стоимость при достаточно высокой на сегодня степени надежности обеспечили вариатору максимальное значение показателя в виде отношения «надежность / стоимость». Это один из факторов, который позволил клиноременным вариаторам завоевать лидерство в трансмиссиях этих транспортных средств. Для оценки эффективности работы клиноременного вариатора транспортного средства необходима методика оценки мгновенных положений работы вариатора, которая может определить мгновенные значения необходимых параметров и дать заключение о качестве работы вариатора в данном состоянии и последующего переходного процесса, его скорости и эффективности. Методика основана на определении осевых сил, созданных нажимными механизмами, и возникающих от них радиальных сил, сил натяжения ветвей ремня с учетом окружной силы от передаваемого крутящего момента. Особенность данной методики состоит в определении точного положения (углов наклона и направления) указанных сил как в плоскости контура ремня, так и перпендикулярной ей. Разработанная методика позволяет оценить работу спроектированного клиноременного вариатора на всех возможных режимах двигателя. Кроме этого, методика показывает причины неэффективной работы вариатора, а также дает рекомендации по их устранению. Дальнейшая разработка данной методики позволит проектировать новые конструкции вариаторов с необходимыми свойствами.

Ключевые слова: вариатор, шкив, клиновой ремень, контур ремня, силовая установка, коэффициент тяги, коэффициент полезного действия, межосевое расстояние, натяжение ремня, момент

Введение

Клиноременные вариаторы с автоматическими нажимными механизмами получили преимущественное распространение в легких транспортных средствах, таких как мотороллеры, снегоходы, квадроциклы, мотовездеходы и другие (рис.1). Указанные средства передвижения обладают небольшой массой (до 750 кг) и стоимостью и, как правило, снабжены двигателями небольшой мощности (до 75 кВт).

Конструктивная простота и высокая технологичность изготовления немногочисленных деталей клиноременного вариатора (рис. 2а), а следовательно, наименьшая их стоимость при достаточно высокой на сегодня степени надежности обеспечили вариатору (рис. 2б) максимальное значение показателя в виде отношения «надежность / стоимость» [1]. Это один из

факторов, который позволил клиноременным вариаторам завоевать лидерство в трансмиссиях этих транспортных средств.

Дополнительно к этому показателю клиноременный вариатор обладает важным свойством, необходимым для эксплуатации вездеходов и снегоходов, – непрерывным (бесступенчатым) изменением передаточного числа и, следовательно, постоянной передачей крутящего момента на ведущее колесо (гусеницу) транспортного средства, что позволяет предотвратить глушение двигателя в глубоком снегу или грязи.

В отличие от клиноременных передач, работающих только на одном постоянном передаточном отношении, методика оценки работы клиноременных вариаторов в некотором диапазоне изменяющихся передаточных отношений



Рис. 1. Легкие транспортные средства



Рис. 2. Детали (а) и клиноременный вариатор в сборе (б) для легких транспортных средств

несколько сложнее и менее исследована. Так, для клиноременной передачи существует ряд параметров, хорошо описывающих ее работу, – это КПД (η), скольжение (ξ), силы в ремне (начальное натяжение ветвей (F_0), натяжение ведущей ветви (F_1), натяжение ведомой ветви (F_2), окружная сила ($F_t = F_1 - F_2$)), коэффициент тяги ($\psi = \frac{F_1 - F_2}{F_1 + F_2}$), углы скольжения на ведущем (α_{c1}) и ведомом (α_{c2}) шкивах, приведенный коэффициент трения ($f' = \frac{f}{\sin 0,5\varphi}$) ремня по рабочей поверхности канавок шкива с углом клина φ .

Цель исследования

Цель исследования состоит в разработке методики оценки эффективности работы вариатора для определения необходимых параметров и качества работы клиноременного вариатора легких транспортных средств.

Материалы, методы исследования и их обсуждение

При изучении клиноременной передачи проведено достаточно много исследований, из которых получены уравнения, связывающие некоторые параметры, например:

- уравнение Эйлера – $\frac{F_1}{F_2} = e^{f'\alpha_{c2}}$;
- уравнение Понселе – $F_1 + F_2 = 2F_0$

Также экспериментально [2] построены графики зависимости, так называемые кривые скольжения, показывающие работу клиноременной передачи при ее нагружении (рис. 3).

Из рис. 3 видно, что работа клиноременной передачи может сильно отличаться в зависимости от того, к какому типу ременной передачи она относится [2].

К передачам типа I относятся клиноременные передачи, у которых ремень натягивается за счет возможного смещения шкива под действием постоянной силы F_a , как правило, гравитационной силы тяжести. При этом межосевое расстояние в передаче при эксплуатации становится переменным $a = var$, а постоянство силы $F_a = const$ обеспечивается силой тяжести грузов, присоединенных через нить к подвижному шкиву (рис. 3, тип I). Здесь следует отметить одну важную особенность: сила натяжения ремня остается всегда постоянной при изменяющемся межосевом расстоянии во время передачи крутящего момента ведомым шкивом T_2 от нуля (холостой ход) до максимального значения, при котором происходит

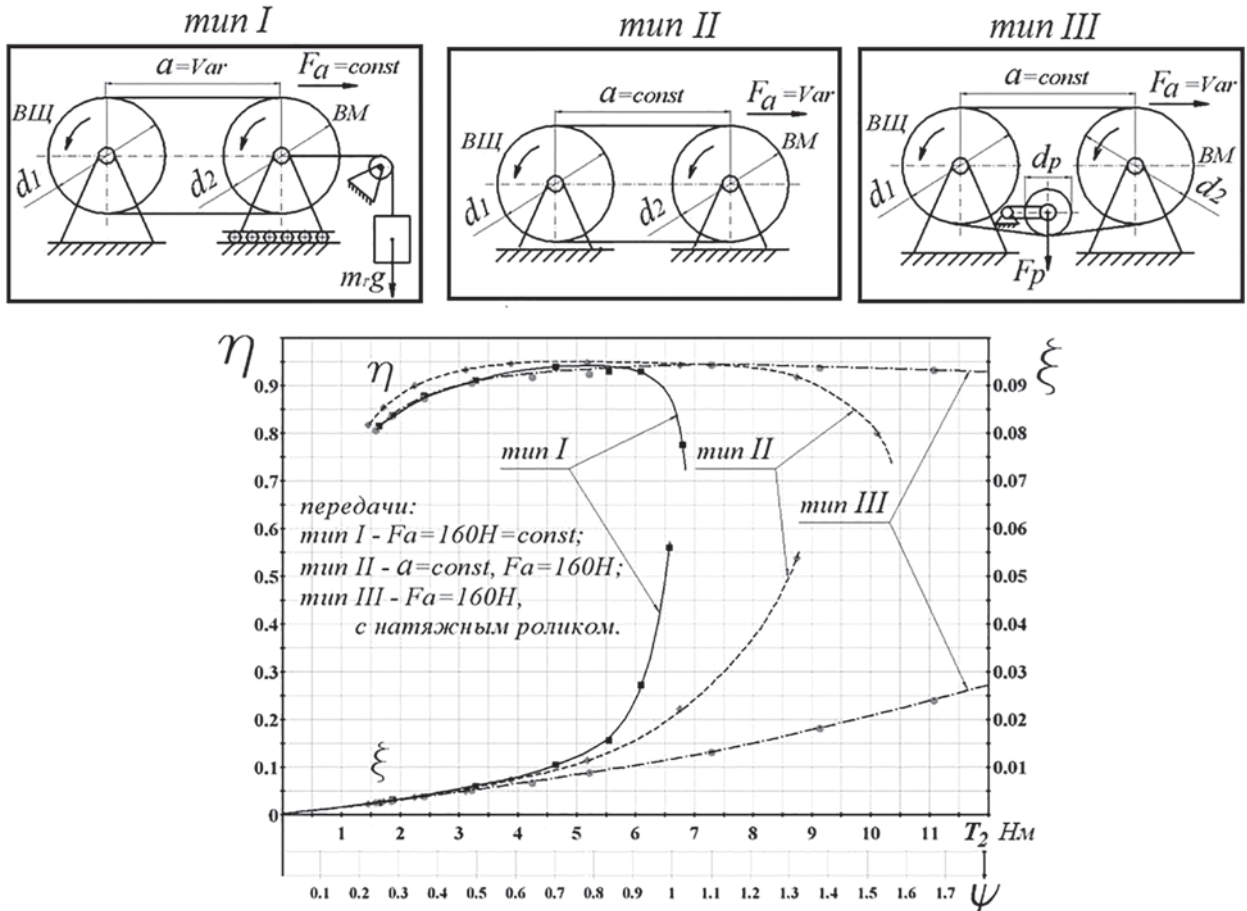


Рис. 3. Кривые скольжения клиноременной передачи различных типов

полное буксование ремня и шкива. При испытании передачи типа I всегда наблюдается такой эффект: с увеличением передаваемого момента груз для натяжения ремня поднимается, т.е. межосевое расстояние уменьшается (ведущий и ведомый шкив сближаются). Эта особенность характерна только при использовании гравитационных сил создания предварительного (начального) натяжения, где сила тяжести грузов не зависит от высоты подъема (в нашем случае от межосевого расстояния) (рис. 3, тип I). При другом способе создания силы, например пружиной или поршнем гидроцилиндра, постоянство силы при перемещении шкива не обеспечивается, т.к. пружина будет сжиматься или разжиматься, а следовательно, менять свое усилие. Поршень гидроцилиндра хоть и обеспечит постоянство усилия (давления), но только при постоянном положении шкива.

К передачам типа II относится большинство клиноременных передач, у которых ремень на шкивах натягивается за счет своей собствен-

ной силы упругости при установке определенного постоянного межосевого расстояния, которое жестко в последующем фиксируется. Здесь сила F_a , как показывают эксперименты [2], при передаче крутящего момента не остается постоянной и коэффициент тяги такой передачи может превысить значение единицы (рис. 3, тип II). Уравнение Понселе для ременной передачи типа II не выполняется, т.к. нет возможности во время работы уменьшить межосевое расстояние (жесткая фиксация шкивов), из-за чего окружное усилие $F_t = F_1 - F_2$ может превысить усилие предварительного натяжения $2F_0$ и коэффициент тяги будет $\psi > 1$ (рис. 3). Полное буксование ремня на шкиве начинается при больших моментах T_2 , т.е. позже, чем в передачах типа I.

К передачам типа III относится меньшинство клиноременных передач, у которых при эксплуатации на ведомую ветвь ремня воздействует нажимной ролик с усилием F_p .

Работа клиноременного вариатора представляет собой переходный процесс с изменя-

ющимися во времени параметрами. Многие параметры (передаточное число, рабочие диаметры и углы обхвата шкивов) перестают изменяться во времени только в крайних положениях вариатора из-за присущих всем механизмам конструктивных габаритных ограничений. В этих положениях вариатор рассматривается как клиноременная передача и может быть исследована как последняя. Но если в работе клиноременного вариатора во время изменения передаточного числа выделить какое-либо одно мгновенное состояние, то оно будет представлять работу клиноременной передачи с набором некоторых мгновенных значений вышеописанных параметров. Исследование мгновенных состояний работы вариатора достаточно затруднительно, и поэтому их мало проводилось. Мгновенное состояние вариатора нельзя принять за положение равновесия. Одноименные параметры на ведущем и ведомом шкиве не будут равны между собой. Но данные, полученные в результате исследований мгновенных состояний, покажут, как устойчиво это состояние, в каком направлении пойдет переходный процесс и как быстро.

Все переходные процессы в общем смысле являются изменениями параметров с некоторой скоростью из одного равновесного положения в другое. Исследование мгновенных состояний позволит ответить на некоторые вопросы: как эффективны мгновенные значения параметров вариатора, с какой скоростью должны изменяться параметры для повышения эффективности работы вариатора (внутренняя эффективность) и для повышения эффективности работы легкого транспортного средства (внешняя эффективность) и другие. Это будет важной дополнительной оценкой вариатора в работе конкретного легкого транспортного средства. Следует отметить, что в интернете на многочисленных форумах владельцы легких транспортных средств отмечают большой разброс максимальной скорости и динамики разгона однотипных транспортных средств с одинаковыми конструкциями клиноременных вариаторов. Там же все участники форумов для повышения эффективности работы транспортных средств предлагают свои конструктивные способы усовершенствования работающих в них вариаторов. К этой проблеме быстро подключились технические фирмы, предлагающие по повышенной цене так называемые

тюнингующие детали шкивов и сами шкивы в целом. Реклама обещает значительное повышение эффективности эксплуатации транспортных средств от использования таких изделий. Действительно, в большинстве случаев отмечается повышение эффективности работы транспортного средства с такими тюнингующими вариаторами, но по каким причинам это произошло, не указывается. Анализ показывает, что данный результат был достигнут путем обычной конструктивной доводки деталей шкивов в процессе испытаний легкого транспортного средства. Этот процесс является достаточно длительным, хотя и дает положительный результат. Главным недостатком способа конструктивной доводки деталей является то, что он не дает ответа на вопрос – какой первоначально должна быть конструкция деталей, а также их взаимодействие (т.е. в каком направлении необходимо двигаться), чтобы получить наилучший результат.

Если исследовать клиноременный вариатор по его мгновенным состояниям, то встает вопрос: к какому типу ременной передачи следует отнести это мгновенное состояние (клиноременной передачи). По конструктивным причинам согласно рис. 3 наиболее подходит тип II, из-за жесткой фиксации шкивов и отсутствия натяжного ролика. По способу натяжения мгновенное состояние клиноременной передачи больше подходит к типу I. Натяжения ремня в передачах типа I осуществляется гравитационными силами (силой тяжести грузов), действующими на подвижный шкив (рис. 3, тип I и рис. 4а). В вариаторе натяжение создается также гравитационными силами (центробежной силой грузов), действующими на подвижный диск ведущего шкива (рис. 4б). Контур (мгновенное состояние) изучаемого ремня и его натяжение в том и другом случае будет одним и тем же (рис.4), а отличие будет состоять только в конструктивном получении этого натяжения: в первом случае за счет смещения на величину Δa межосевого расстояния (рис. 4а), во втором – за счет смещения подвижного диска шкива на величину ΔX_1 (рис. 4б) и перехода ремня с диаметра d_{1min} на диаметр d_{1max} , такой же как у передачи типа I.

Следовательно, мгновенные положения вариатора между максимальным u_{max} и минимальным u_{min} передаточным числом можно считать как клиноременные передачи типа I,

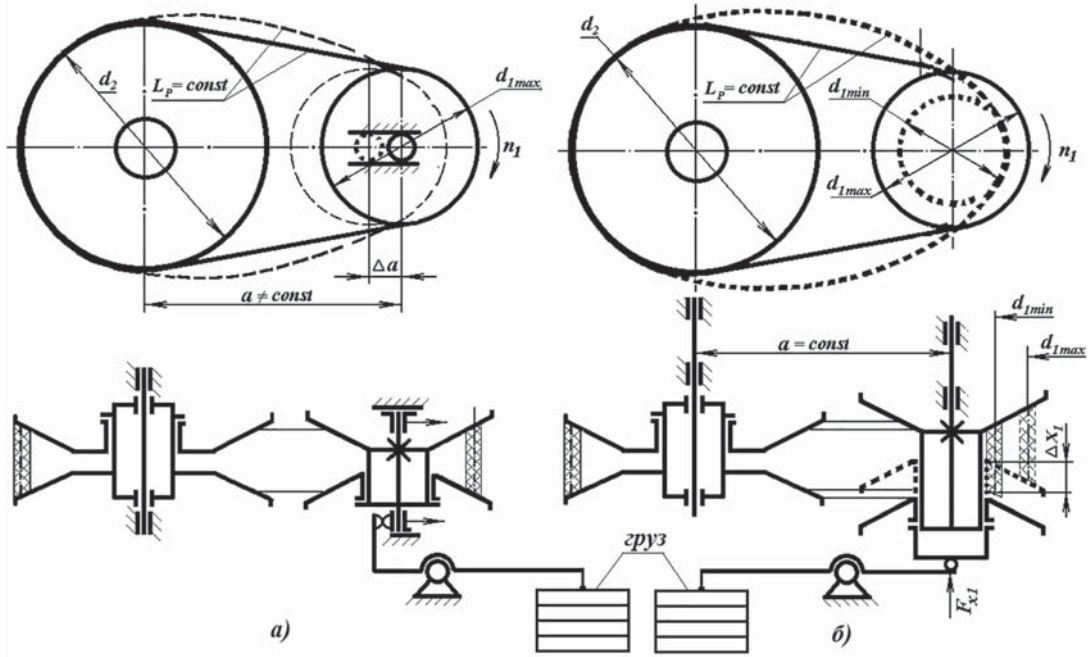


Рис. 4. Гравитационное натяжение ремня силой тяжести грузов в контуре клиноременной передачи типа I (а) и в контуре клиноременного вариатора (б)

т.е. для них будут действительны все закономерности, действующие в ременных передачах данного типа. Все же два крайних положения вариатора u_{max} и u_{min} при определенных условиях можно считать как передачи типа II. Однако эти определенные условия могут сложиться только при возможном сочетании некоторых параметров и размеров деталей клиноременного вариатора (рис. 5 и 6). Так, в положении u_{max} (рис. 5) осевая сила от ведомого механизма нажатия F_{x2} может оказаться настолько большой, что созданное ей на угле обхвата α_2 радиальное усилие Q_2 преодолет такое же усилие Q_1 , создаваемое силой F_{x1} ведущим нажимным механизмом. При условии $Q_2 > Q_1$ подвижный диск ведущего шкива блокируется (т.е. становится шкивом клиноре-

менной передачи) из-за упора торца ступицы в неподвижный опорный диск по указанной поверхности (рис. 5). При этом избыток радиальной силы Q_2 (F_{x2}) уйдет на натяжение ремня (уменьшения углов входа на шкивы) и возможного блокирования подвижного диска ведомого шкива по указанной поверхности (рис. 5).

Аналогично в положении вариатора u_{min} (рис. 6): от повышенной осевой силы F_{x1} механизма нажатия ведущего шкива и созданной ей радиальной силы $Q_1 > Q_2$ произойдет смещение ремня в канавках обоих шкивов так, что сначала заблокируется подвижный диск ведомого шкива по цилиндрической поверхности ролика неподвижного штифта, а затем заблокируется и ведущий шкив по торцевым поверхностям его дисков (рис. 6).

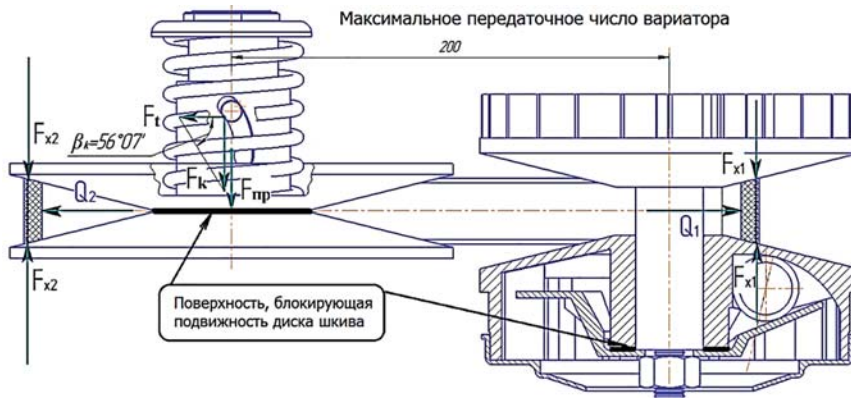


Рис. 5. Работа вариатора на максимальном передаточном числе с заблокированными шкивами, как у клиноременной передачи

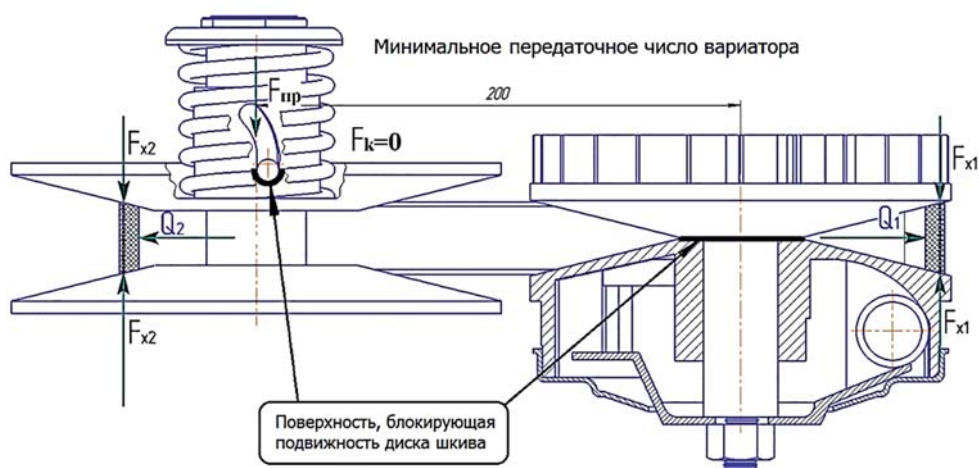


Рис. 6. Работа вариатора на минимальном передаточном числе с заблокированными шкивами, как у клиноременной передачи

От действия нажимных механизмов у вариатора в положениях минимального и максимального передаточного числа чаще всего происходит блокировка только одного шкива. Это зависит от осевых сил, созданных нажимными механизмами, и обязательного наличия запаса диаметров шкивов по отношению к длине ремня. От работы вариатора в положениях минимального и максимального передаточного числа зависят важные характеристики легкого транспортного средства, такие как динамика разгона (время разгона до определенной скорости) и значение достигаемой максимальной скорости. Именно по этим характеристикам (точнее по их разбросу на однотипных транспортных средствах) на форумах интернета ведутся горячие дискуссии. Поэтому исследование причин такой практики эксплуатации и разработка методики проектирования вариатора во всех его положениях является важной и первостепенной задачей.

При описании мгновенных положений вариатора на том и другом режиме работы важно определиться, по какому параметру будет проводиться эта оценка.

У клиноременного вариатора есть несколько таких параметров:

- крутящий момент T_1 на ведущем шкиве;
- частота вращения n_1 ведущего шкива;
- передаточное число u вариатора;
- перемещение подвижных дисков X_1 и X_2 шкивов;
- крутящий момент T_2 на ведомом шкиве.

Первые два параметра T_1 и n_1 полностью зависят от характеристики работающего с вариатором двигателя. Диапазон их изменения

известен и ограничен, как у всех двигателей. Вторые два u и $X_1(X_2)$ ограничиваются габаритами вариатора, из которых выбирается оптимальный диапазон изменения этих параметров. Последний же параметр T_2 не имеет никаких ограничений и диапазонов изменения (может быть даже отрицательным) и зависит только от характеристик окружающей среды и режимов эксплуатации транспортного средства. Поэтому момент T_2 может стать тем параметром, по которому необходимо проводить оценку работы вариатора. В конечном итоге спроектированный вариатор должен трансформировать момент T_1 в момент T_2 с необходимым коэффициентом тяги, высоким КПД и оптимальным быстродействием.

Разрабатываемая методика оценки мгновенных положений работы вариатора поможет определить мгновенные значения всех описанных выше параметров и дать заключение о качестве работы вариатора в данном состоянии и последующего переходного процесса, его скорости и эффективности. Методика основана на определении осевых сил, созданных нажимными механизмами, и возникающих от них радиальных сил, сил натяжения ветвей ремня с учетом окружной силы от передаваемого крутящего момента. Особенность данной методики состоит в определении точного положения (углов наклона и направления) указанных сил как в плоскости контура ремня, так и перпендикулярной ей [3]. В разработанной методике для решения поставленной задачи приняты следующие допущения:

- ремень рассматривается как абсолютно гибкая нерастяжимая нить;

- силы сопротивления в ступицах подвижных дисков не учитываются из-за их малости по сравнению с осевыми силами нажимных механизмов.

В качестве объекта по разработке методики оценки эффективности работы выбрана силовая установка с клиноременным вариатором, используемая в легком транспортном средстве UTV-400, произведенном в России (рис. 7).

Диапазон работы клиноременного вариатора разбивается на несколько (в нашем случае на восемь) положений с известным значением передаточного числа $u = \frac{d_{x2}}{d_{x1}}$. В связи с тем, что рассматриваемый вариатор по диапазону является симметричным ($u = 0,6 \dots 2,3$), то все положения можно разделить на три разнотипные группы:

- положения с передаточным числом $u > 1 \dots 2,4$;
- положения с передаточным числом $u = 1$;
- положения с передаточным числом $u < 0,6 \dots 1$.

Проанализируем одно из мгновенных положений 1-ой группы, например при передаточном числе $u = u_{max}$. Для примера возьмем режим работы двигателя с максимальным крутящим моментом $T_1 = 33,8 \text{ Нм}$ при частоте вращения $n_1 = 4500 \text{ мин}^{-1}$. Другие исходные данные, полученные при анализе силовой установки UTV-400:

- смещение подвижного диска ведущего шкива $X_1 = 0 \text{ мм}$; угол клина $2\varphi = 28^\circ$;
- внутренний диаметр ступицы подвижного диска ведомого шкива $d_k = 46 \text{ мм}$;
- рабочие диаметры положения ремня на ведущем и ведомом шкивах (рис. 8)

$d_{x1} = 82 \text{ мм}$ и $d_{x2} = 189 \text{ мм}$, передаточное число вариатора $u = \frac{d_{x2}}{d_{x1}} = 2,3$;

- коэффициент трения ремня по дискам шкивов $f = 0,4$;
- угол трения при радиальном скольжении ремня по диску $\mu = \tan^{-1} f = \tan^{-1} 0,4 = 21,8^\circ$;
- угол трения при скольжении штифта по ступице ведомого диска $\rho_k = 2,86^\circ$;
- угол наклона паза нажимного механизма ведомого шкива $\beta_k = 36,88^\circ$ (рис. 8);
- сила предварительного сжатия пружины на ведомом шкиве $F_{np} = 869 \text{ Н}$;
- окружная сила в ремне $F_t = 2 \cdot T_1 / d_{x1} = 2 \cdot \frac{33,8}{0,082} = 825 \text{ Н}$;
- осевая сила нажимного механизма ведущего шкива $F_{x1} = 1450 \text{ Н}$;
- осевая сила нажимного механизма ведомого шкива:

$$F_{x2} = F_{tk} + F_{np} = F_t \frac{d_{x2}}{d_k} \tan(\beta_k + \rho_k) + F_{np} =$$

$$= 825 \frac{189}{46} \tan(36,88^\circ + 2,86^\circ) + 869 = 3608 \text{ Н}.$$

Угол наклона ветвей ремня:

$$\beta = \sin^{-1} \frac{d_{x2} - d_{x1}}{2 \cdot a} = \sin^{-1} \frac{189 - 82}{2 \cdot 200} = 15,51^\circ$$

Радиальная сила на ведущий вал Q_1 от силы нажимного механизма F_{x1} (рис. 8):

$$Q_2 = 2F_{x2} \tan(\varphi + \mu) =$$

$$= 2 \cdot 3608 \cdot \tan(14^\circ + 21,8^\circ) = 5204 \text{ Н}.$$

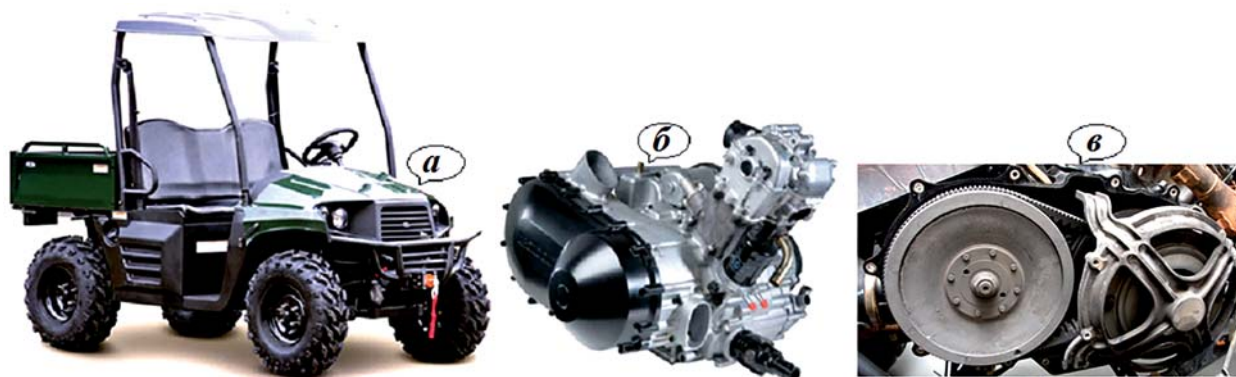


Рис. 7. Легкое транспортное средство UTV-400 (а) и его силовая установка (б) с клиноременным вариатором (без крышки) (в)

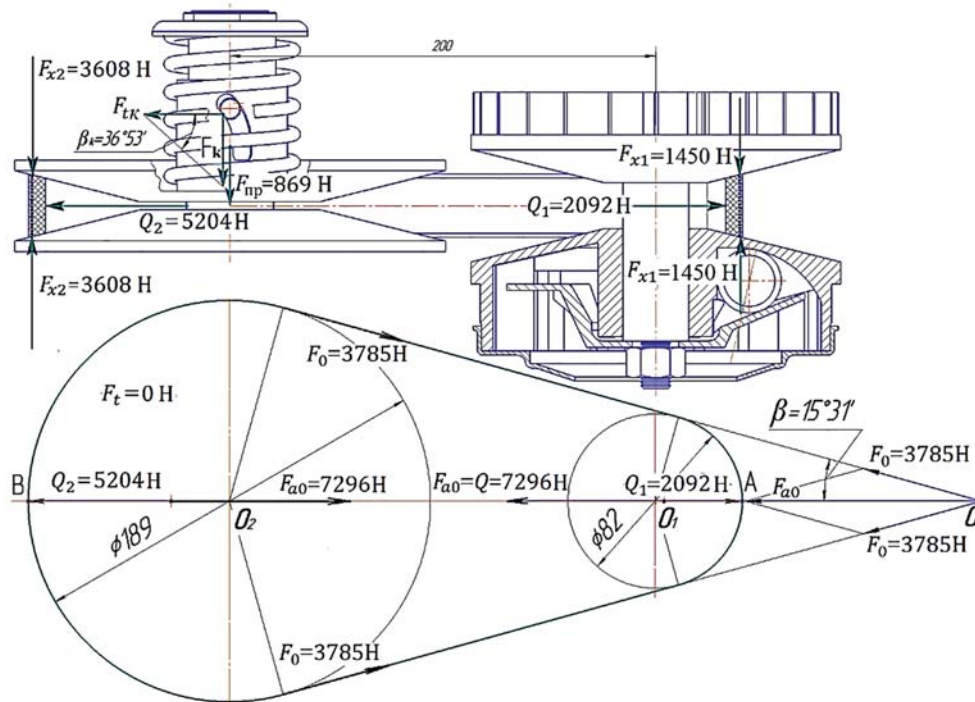


Рис. 8. Мгновенное положение вариатора на холостом ходу при передаточном числе $u = u_{max} = 2,3$

Радиальная сила на ведомый вал Q_2 от силы нажимного механизма F_{x2} (рис. 8):

$$Q_1 = 2F_{x1} \tan(\varphi + \mu) = 2 \cdot 1450 \cdot \tan(14^\circ + 21,8^\circ) = 2092 \text{ Н.}$$

Суммарная радиальная сила Q на валы от натянутого ремня на шкивах:

$$Q = Q_1 + Q_2 = 2092 + 5204 = 7296 \text{ Н.}$$

Известно, что холостой ход вариатора и клиноременной передачи определяется отсутствием окружной силы $F_t = 0$ и равенством сил в ветвях ремня $F_1 = F_2 = F_0$ силе предварительного (начального) натяжения F_0 . Суммарная сила $\vec{F}_{a0} = \vec{F}_0 + \vec{F}_0$ от натяжения ветвей из условия равновесия равна суммарной радиальной силе Q на валы и направлена по оси O_1O_2 :

$$F_{a0} = Q = 7296 \text{ Н.}$$

Тогда натяжение ветвей на холостом ходу вариатора в этом положении (рис.8):

$$F_0 = \frac{F_{a0}}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{7296}{2 \cdot \cos 15,51^\circ} = 3785 \text{ Н.}$$

Таким образом, холостой ход мгновенного положения вариатора определяется равен-

ством суммарных сил $F_{a0} = Q$ и расположением их на одной прямой O_1O_2 , пересекающей контур ремня в точках А и В (рис. 8). Линия АВ является линией баланса сил на холостом ходу. Передача шкивом крутящего момента $T_1 = 33,8 \text{ Нм}$ (рабочий ход) вызывает изменение сил ветвей ремня $F_1 > F_2$, поэтому их суммарная сила $\vec{F}_a = \vec{F}_1 + \vec{F}_2$, действуя из точки О, отклонится от оси O_1O_2 на угол θ . Линия действия силы \vec{F}_a пересечет контур ремня в новых точках А' и В', в которых прикладываются суммарные радиальная Q и окружная F_t силы (рис. 9), т.е. при рабочем ходе $F_a \neq Q \neq F_{a0}$.

Суммарная сила от натяжения ветвей F_a ремня с учетом появления окружной силы F_t будет:

$$F_a = \sqrt{Q^2 + F_t^2} = \sqrt{7296^2 + 825^2} = 7342 \text{ Н.}$$

Проведем проверку формулы Понселе в этом мгновенном положении вариатора:

$$F_a = F_1 + F_2 = 2 \cdot F_0;$$

$$F_0 = \frac{F_{a0}}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{7296}{2 \cdot \cos 15,51^\circ} = 3785 \text{ Н.},$$

Погрешность составляет 3,0%, что для наших расчетов приемлемо.

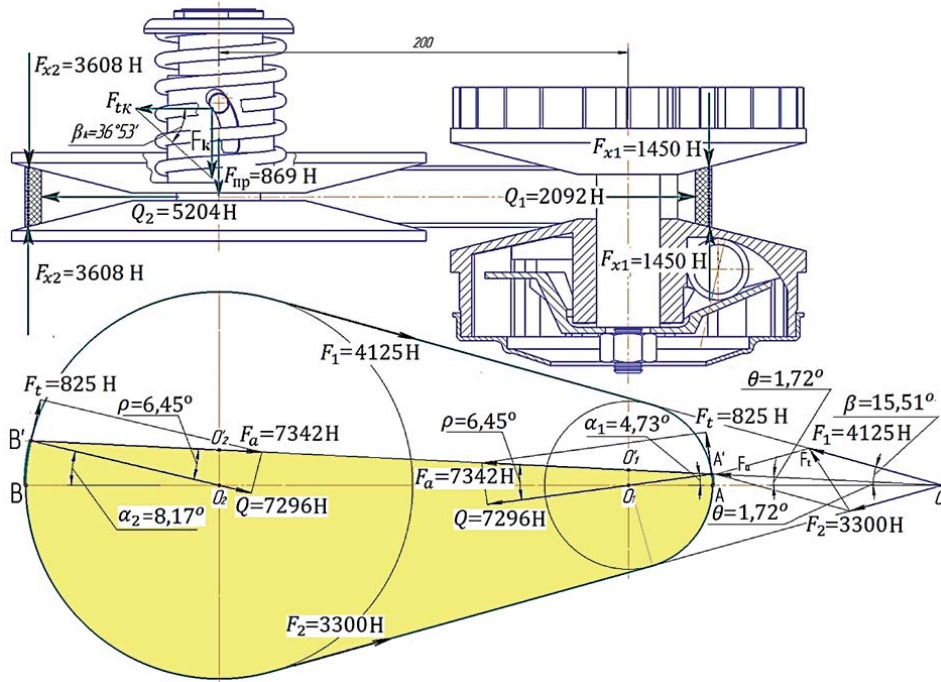


Рис. 9. Мгновенное положение вариатора на рабочем ходу при передаточном числе $u = u_{max} = 2,3$

Далее можно определить мгновенный коэффициент тяги вариатора:

$$\psi = \frac{F_1 - F_2}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{F_a} = \frac{825}{7342} = 0,112.$$

Следует отметить, что в отличие от клиноременной передачи коэффициент тяги вариатора будет существенно ниже. Причина малых значений коэффициента тяги объясняется тем, что натяжение ведомой ветви F_2 у вариатора при работе имеет более важное значение, т.к. участвует не только в прижатии ремня к дискам шкивов, но и в изменении диаметра его расположения. Кроме того, усилия ведущей и ведомой ветви с двух сторон принимают участие в уравнивании осевых сил от двух нажимных механизмов шкивов и поэтому не могут существенно отличаться друг от друга, а чем меньше разница между силами F_1 и F_2 тем меньше будет значение коэффициента тяги.

Угол между силами F_a и Q (рис. 9):

$$\rho = \sin^{-1} \psi = \sin^{-1} 0,112 = 6,45^\circ.$$

Угол наклона силы F_a к оси O_1O (рис. 9):

$$\theta = \sin^{-1} \frac{\psi \cdot (d_{x2} - d_{x1})}{2 \cdot a} = \sin^{-1} \frac{0,112(189 - 82)}{2 \cdot 200} = 1,72^\circ.$$

Угол наклона силы Q_1 к оси O_1O (рис. 9):

$$\alpha_1 = \rho - \theta = 6,45^\circ - 1,72^\circ = 4,73^\circ.$$

Угол наклона силы Q_2 к оси O_1O_2 (рис. 9):

$$\alpha_2 = \rho + \theta = 6,45^\circ + 1,72^\circ = 8,17^\circ.$$

Коэффициент m – отношение сил натяжения ветвей ремня [4]:

$$m = \frac{1 + \psi}{1 - \psi} = \frac{1 + 0,112}{1 - 0,112} = 1,25.$$

Сила натяжения ведущей ветви ремня:

$$F_1 = F_t \cdot \frac{m}{m - 1} = 825 \cdot \frac{1,25}{1,25 - 1} = 4125 \text{ H}.$$

Сила натяжения ведомой ветви ремня:

$$F_2 = F_t \cdot \frac{1}{m - 1} = 825 \cdot \frac{1}{1,25 - 1} = 3300 \text{ H}.$$

Таким образом, на холостом ходу ($T_1 = 0$ и $F_t = 0$) баланс между силами натяжения ремня и силами нажимных механизмов шкивов проходил по линии AB , совпадающей с осью O_1O_2 . Рабочий ход ($T_1 \neq 0$ и $F_t \neq 0$) появляется из-за смещения линии AB на угол θ от оси O_1O_2 , и новый баланс сил будет проходить по линии $A'B'$. Чем больше передаваемый момент и передаточное число, тем больше будет это отклонение. Вследствие меньшей (на порядок и

более) жесткости клинового резинового ремня и деталей шкивов вариатора, контур ремня под действием силы F_a и ее направления меняет положение оси и лежащих на ней центров вращения – точек O_1 и O_2 на точки O'_1 и O'_2 . Это явление похоже на увод резиновой шины колеса автомобиля, когда жесткий стальной диск колеса и упругая шины под действием сил в контакте вращаются в двух плоскостях, смещенных относительно друг друга на угол увода [5]. Подобный процесс произойдет и с вариатором, у которого шкивы будут вращаться относительно своих центров O_1 и O_2 , а контур ремня относительно своих мгновенных центров O'_1 и O'_2 (рис. 9). Несовпадение этих центров выразится в известном скольжении ξ ремня по дискам шкивов. На холостом ходу при совпадении центров вращения шкивов и мгновенных центров вращения контура ремня скольжение ремня было равно нулю ($\xi = 0$). Расхождение центров вращения ремня и шкивов в процессе рабочего хода привело к появлению на одной половине контура двух дуг $\overset{\frown}{AA'}$ и $\overset{\frown}{BB'}$, которые будут компенсированы скольжением ремня по дискам шкивов.

$$\overset{\frown}{AA'} = \frac{\pi \cdot \alpha_1 \cdot d_{x1}}{360^\circ} = \frac{\pi \cdot 4,73 \cdot 82}{360} = 3,4 \text{ мм};$$

$$\overset{\frown}{BB'} = \frac{\pi \cdot \alpha_2 \cdot d_{x2}}{360^\circ} = \frac{\pi \cdot 8,17 \cdot 189}{360} = 13,5 \text{ мм}.$$

Величина скольжения ξ ремня будет зависеть от суммарной величины двух дуг $\overset{\frown}{AA'}$ и $\overset{\frown}{BB'}$ относительно половины контура или половины длины L ремня:

$$\xi = \frac{\overset{\frown}{AA'} + \overset{\frown}{BB'}}{0,5 \cdot L} = \frac{3,4 + 13,5}{0,5 \cdot 840} = 0,040.$$

Мгновенный радиус действия окружной силы F_t на ведущем шкиве (рис. 9):

$$\begin{aligned} |O'_1A'| &= \frac{d_{x1} \cdot \tan \theta \cdot \cos \alpha_1}{2 \cdot \psi \cdot \sin \beta} = \\ &= \frac{82 \cdot \tan 1,72 \cdot \cos 4,73}{2 \cdot 0,11 \cdot \sin 15,51} = 41,7 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Мгновенный радиус действия окружной силы F_t на ведомом шкиве (рис. 9):

$$\begin{aligned} |O'_2B'| &= \frac{d_{x2} \cdot \tan \theta \cdot \cos \alpha_2}{2 \cdot \psi \cdot \sin \beta} = \\ &= \frac{189 \cdot \tan 1,72 \cdot \cos 8,17}{2 \cdot 0,11 \cdot \sin 15,51} = 95,5 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Мгновенный КПД вариатора с учетом потерь на скольжение:

$$\eta_\xi = 1 - \xi = 1 - 0,040 = 0,960.$$

Мгновенный КПД вариатора с учетом силовых потерь:

$$\eta_F = \frac{d_{x1}}{d_{x2}} \cdot \frac{|O'_1B'|}{|O'_1A'|} = \frac{82}{189} \cdot \frac{95,5}{41,7} = 0,993.$$

Мгновенный суммарный КПД вариатора с учетом всех потерь:

$$\eta = \eta_\xi \cdot \eta_F = 0,960 \cdot 0,993 = 0,953.$$

Крутящий момент на ведомом шкиве:

$$T_2 = F_t \cdot \frac{d_{x2}}{2} \cdot \eta = 825 \cdot \frac{0,189}{2} \cdot 0,953 = 74,3 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Можно провести еще одну проверку разрабатываемой методики по известной формуле Эйлера $\frac{F_1}{F_2} = e^{f' \alpha_{c2}}$.

Известно, что коэффициент m – это отношение сил натяжения ветвей ремня, т.е.

$$m = e^{f' \alpha_{c2}};$$

где приведенный коэффициент трения ремня по дискам шкива в окружном направлении

$$f' = \frac{f}{\sin \varphi} = \frac{0,4}{\sin 14^\circ} = 1,653,$$

а угол скольжения на ведомом шкиву (рис. 9) соответствует дуге $\overset{\frown}{BB'}$ с углом:

$$\alpha_2 = \frac{8,17^\circ \cdot \pi}{180^\circ} = 0,143 \text{ рад}.$$

Проверка показывает, что погрешность параметров, рассчитываемых по данной методике и по формуле Эйлера, составляет 1,0%:

$$m = e^{f' \alpha_{c2}} = e^{1,653 \cdot 0,143} = 1,26 \approx \frac{F_1}{F_2} = \frac{4125}{3300} = 1,25.$$

Далее для этого мгновенного положения производится такой же расчет по всем режимам работы двигателя, который даст полную картину работы вариатора в данном положении. Для примера можно проанализировать результаты расчетов по данному режиму работы двигателя ($T_1 = 33,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $n_1 = 4500 \text{ мин}^{-1}$). Стоит отметить, что на этом режиме вариатор и его нажимные механизмы спроектированы неудовлетворительно. По расчетам видно, что

радиальные силы $Q_1 = 2092$ Н и $Q_2 = 5204$ Н значительно отличаются друг от друга с большим преимуществом у ведомого шкива. Т.к. это предельное положение вариатора, то сила от ведомого шкива заблокирует ведущий шкив (рис. 5). Это означает, что на этих оборотах и крутящем моменте двигателя вариатор будет работать значительное время без смещения дисков ($u = u_{max} = 2,3$) до наступления равновесия. Равновесие может возникнуть только при изменении двух параметров – крутящего момента ведомого шкива и частоты вращения двигателя – по отдельности или вместе. Если ожидать равновесия от изменения крутящего момента на ведомом шкиве, то он должен снизиться с $T_2 = 74,3$ Нм до так называемого уравновешивающего T_{y2} :

$$T_{y2} = F_t \cdot \frac{d_{x2}}{2} \cdot \eta = 190 \cdot \frac{0,189}{2} \cdot 0,953 = 15,3 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где уравновешивающая окружная сила:

$$F_t = \frac{F_k}{\tan(\beta_k + \rho_k)} \cdot \frac{d_k}{d_{x2}} = \frac{581}{\tan(33,84^\circ + 2,86^\circ)} \cdot \frac{46}{189} = 190 \text{ Н},$$

необходимая сила клинового механизма шкива при равновесии $F_{x2} = F_{x1} = 1450$ Н: $F_k = F_{x2} - F_{np} = 1450 - 869 = 581$ Н.

Снижение отдельно только крутящего момента до такого низкого значения означает то, что разгон или равномерное движение имело место бы только на данном передаточном числе без его изменения, т.е. разгон транспортного средства за это время проходил с низкой эффективностью.

Если ожидать равновесия от изменения частоты вращения двигателя, то это произойдет при ее увеличении с 4500 мин⁻¹ до максимальных 6500 мин⁻¹. Скорей всего, целью проектировщиков являлось именно такое развитие событий (мгновенных положений): до достижения максимальных частот вращения двигателя вариатор работает на максимальном передаточном числе, после чего наступает некоторое время равновесного состояния, после которого уже происходит изменение передаточного числа.

В такой ситуации разгон транспортного средства пройдет с максимальной эффективностью, т.к. в этом случае двигателю дается возможность использовать наибольшую мощность. Из данного анализа следует, что важно в работе вариатора уделять большее внимание

его положениям с предельными значениями передаточного числа, где длительное время могут протекать как неуравновешенные, так и уравновешенные процессы.

Следует отметить, что необходимо проектировать вариатор так, чтобы мгновенные положения были как можно ближе к своим равновесным состояниям. Это уменьшит потери на постоянные радиальные перемещения ремня по дискам при смене передаточного числа, а также обеспечит некоторое время работы вариатора в равновесном состоянии, согласующемся при правильном проектировании с оптимальным режимом работы двигателя. Обеспечение необходимой скорости (быстродействия) смены мгновенных положений, т.е. скорости переходного процесса, является важной задачей отдельного исследования.

Такой же порядок вычислений производится и для третьей группы положений вариатора с передаточным числом $u < 0,6 \dots 1$. Отличие будет в том, что в представленных вычислениях углы α_1 и α_2 поменяются местами, т.е. формула для определения угла α_1 будет являться формулой для определения угла α_2 и наоборот, а в формулах для определения угла β и θ в скобках, где указана разность $(d_{x2} - d_{x1})$, поменять местами диаметры шкивов, чтобы разница их снова стала положительной, т.к. в положениях вариатора третьей группы (с передаточным числом $u < 0,6 \dots 1$) $d_{x2} < d_{x1}$.

Больше особенностей будет в мгновенном положении при передаточном числе $u = 1$ (рис. 10). В этом положении углы β и θ будут равны нулю, а углы $\alpha_1 = \alpha_2 = \rho$. Отрезок прямой $A'B'$ при рабочем ходе сместится параллельно отрезку АВ и так же, как и в других положениях, будет являться линией, по которой натянутый контур ремня направляет свою равнодействующую силу F_a шкивам вариатора (рис. 10). На рис. 10 приведены результаты расчетов мгновенного положения вариатора на рабочем ходу при $u = 1,0$ и том же режиме двигателя ($T_1 = 33,8$ Н·м; $n_1 = 4500$ мин⁻¹).

Анализ этого мгновенного положения вариатора по силам Q_1 и Q_2 показывает, что это положение и все другие до и после него на данном режиме работы двигателя вызывают тенденцию к увеличению передаточного числа. Это подтверждает вывод, сделанный ранее, а именно, что на данном режиме работы двигателя вариатор, начиная работу с $u = u_{max}$, так бы и остался на нем работать.

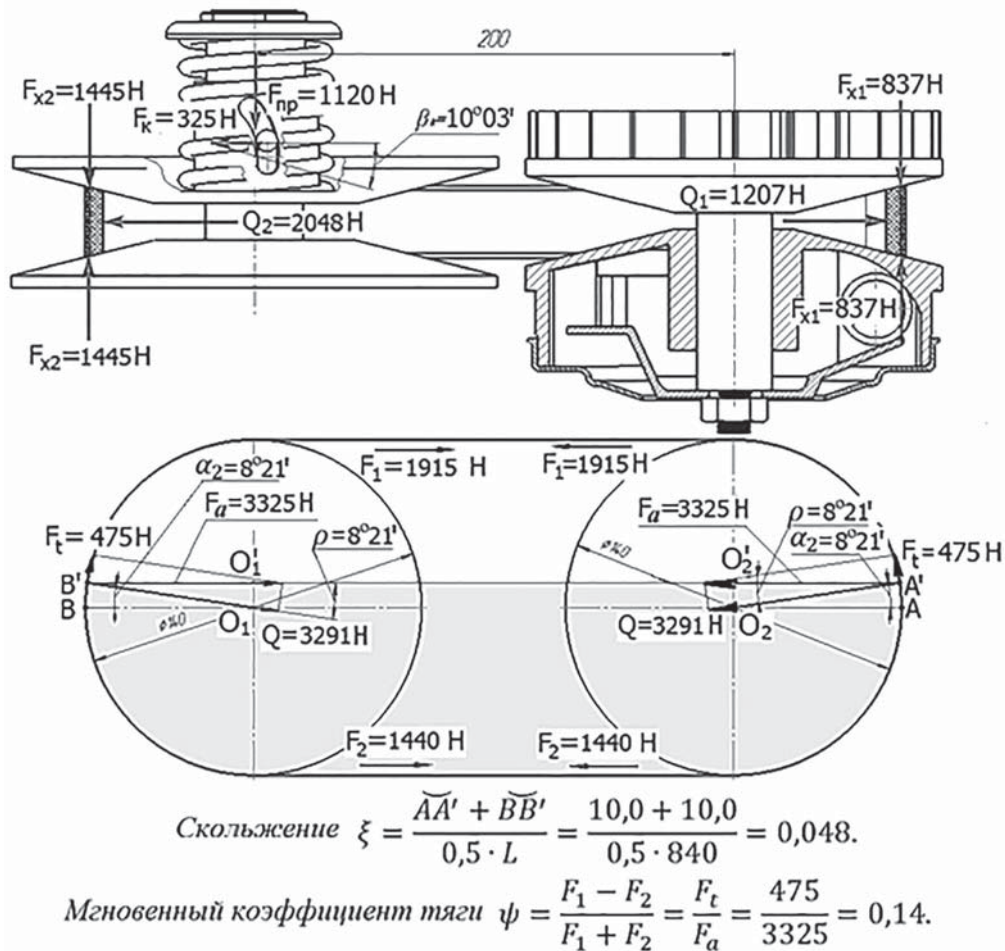


Рис. 10. Мгновенное положение вариатора на рабочем ходу при передаточном числе $u = 1,0$

Заклучение

Разработанная методика позволяет оценить работу спроектированного клиноременного вариатора на всех возможных режимах двигателя. Кроме этого, методика показывает причины неэффективной работы вариатора, а также дает рекомендации по их устранению. Дальнейшая разработка данной методики позволит проектировать новые конструкции вариаторов с необходимыми свойствами.

Литература

1. Лукьянов А.С., Петров М.С., Баловнев Н.П., Туравинов А.В. А.с. 1614944 СССР, МПК: В60 К 17/08 Бесступенчатая трансмиссия транспортного средства / (СССР). № 4642984/31-11; Заявл. 26.01.89; Оpubл 23.12.90. Бюл. № 47.
2. Семин И.Н. Экспериментальная оценка тяговой способности клиноременной передачи // Справочник. Инженерный журнал. 2006. № 12. С. 26–31.
3. Лукьянов А.С., Шнырев Р.А. Разработка метода определения силовых и скоростных параметров

работы автоматического клиноременного вариатора мотовездехода в дорожных условиях // Материалы 77-й международной научно-технической конференции ААИ «Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров». М., МГТУ «МАМИ», 27–28 марта 2012 г. С. 105–111.

4. Пронин Б.А., Ревков Г.А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы). М.: Машиностроение, 1980. 320 с.
5. Лукьянов А.С. Методы выбора и оценки характеристик вариатора транспортного средства: дисс. ... канд. техн. наук. М., 2001. 141 с.

References

1. Luk'yanov A.S., Petrov M.S., Balovnev N.P., Turavinov A.V. A.s. 1614944 SSSR, MPK: B60 K 17/08 *Besstupenchataya transmissiya transportnogo sredstva* [Stepless transmission of the vehicle] (SSSR). No 4642984/31-11; Zayavl. 26.01.89; Opubl 23.12.90. Byul. No 47.

2. Semin I.N. Experimental estimation of traction ability of V-belt drive. *Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal*. 2006. No 12, pp. 26–31 (in Russ.).
3. Luk'yanov A.S., Shnyrev R.A. Development of a method for determining the power and speed parameters of the automatic V-belt variator of a motorized cross-country vehicle in road conditions. *Materialy 77-y mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii AAI «Avtomobile-i traktoroostroenie v Rossii: priority razvitiya i podgotovka kadrov»* [Materials of the 77th International Scientific and Technical Conference of the Association of Automotive Engineers “Automobile and Tractor Construction in Russia: Development Priorities and Training Professionals”]. Moscow, MGTU «MAMI», 27–28 marta 2012 g., pp. 105–111 (in Russ.).
4. Pronin B.A., Revkov G.A. *Besstupenchatye klinoremennye i friktsionnye peredachi (variatory)* [Stepless V-belt and friction gears (variators)]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1980. 320 p.
5. Luk'yanov A.S. *Metody vybora i otsenki kharakteristik variatora transportnogo sredstva*: diss. ... kand. tekhn. nauk [Methods for selecting and evaluating the characteristics of a variator of a vehicle: Dissertation for Degree of Candidate of Technical Sciences]. Moscow, 2001. 141 p.

TECHNIQUE FOR EVALUATING THE EFFICIENCY OF A V-BELT VARIATOR IN A LIGHT VEHICLE

Ph.D. **A.S. Luk'yanov, A.I. Starikov**
 Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia,
 salek61@mail.ru; alexigorevich@mail.ru

V-belt variators with automatic pressure mechanisms have prevailed in light vehicles, such as scooters, snowmobiles, quads, all-terrain vehicles, etc. In this regard, it is necessary to develop a methodology for assessing the efficiency of the variator to determine the necessary parameters and performance of the V-belt variator of light vehicles. These vehicles have a small mass (up to 750 kg) and cost and, as a rule, are equipped with engines of low power (up to 75 kW). The constructive simplicity and high manufacturability of the manufacture of a few parts of the V-belt variator, and therefore the lowest cost of them, with a sufficiently high reliability level today provided the variator with the maximum value of the indicator in the form of the “reliability / cost” ratio. This is one of the factors that allowed the V-belt variators to gain leadership in the transmissions of these vehicles. To assess the efficiency of the V-belt variator of a vehicle, a method for estimating the instantaneous positions of the variator operation is necessary, which will help determine the instantaneous values of the necessary parameters and give an opinion on the performance of the variator in this state and the subsequent transient, its speed and efficiency. The technique is based on the determination of the axial forces created by the pressure mechanisms and the radial forces arising from them, the tension forces of the belt branches, taking into account the circumferential force from the transmitted torque. The peculiarity of this technique is to determine the exact position (angles of inclination and direction) of these forces both in the plane of the belt contour and perpendicular to it. The developed technique allows to estimate the work of the designed V-belt variator in all possible engine modes. In addition, the methodology shows the reasons for the inefficient operation of the variator, and also provides recommendations for their elimination. Further development of this technique will allow the design of new constructions of variators with the necessary properties.

Keywords: variator, pulley, V-belt, belt circuit, powerplant, traction factor, efficiency, interaxle distance, belt tension, torque