

Министерства науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Оренбургский государственный университет»

Кафедра технической эксплуатации и ремонта автомобилей

Р.С.Фаскиев

РАСЧЕТ СТЕНДОВ ДЛЯ ОЦЕНКИ ТЯГОВО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ АВТОМОБИЛЕЙ

Методические указания

Рекомендовано к изданию редакционно-издательским советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Оренбургский государственный университет» для обучающихся по программе высшего образования по направлению подготовки 23.04.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов

Оренбург
2018

УДК 629.33.08(076.5)
ББК 39.33-08я7
Ф26

Рецензент - доцент, кандидат технических наук Р.Х.Хасанов

Фаскиев, Р.С.
Ф26 Расчет стендов для оценки тягово-экономических качеств автомобилей:
методические указания / Р.С.Фаскиев; Оренбургский гос. ун-т. -
Оренбург: ОГУ, 2018. – 43 с.

Методические указания содержат методику расчета основных параметров стендов для диагностирования тягово-экономических свойств автомобилей.

Методические указания предназначены для практических занятий по дисциплине «Теоретические основы проектирования современного технологического оборудования» для обучающихся по направлению подготовки 23.04.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов.

УДК 629.33.08(076.5)
ББК 39.33-08я7

© Фаскиев Р.С., 2018
© ОГУ, 2018

Содержание

Введение.....	4
1 Конструкция и принцип действия.....	5
2 Расчет роликового опорно-проводного устройство стендов для диагностирования тяговых качеств автомобилей.....	14
3 Расчет параметров нагружателя силового стенда	20
4 Расчет роликового инерционного стенда для диагностирования тяговых качеств автомобилей	23
5 Вопросы для контроля	28
Список использованных источников	31
Приложение А – Задания для выполнения расчетов.....	32

Введение

Современный автомобиль – это сложное техническое устройство, поддержание которого в работоспособном состоянии требует таких же сложных технических средств. К ним относятся стенды для диагностики тягово-экономических качеств. Стенды предназначены для имитации в стационарных условиях тестовых нагрузочных и скоростных режимов работы автомобиля.

Цель методических указаний – помочь обучающимся овладеть необходимыми знаниями в области расчета и проектирования современного технологического оборудования.

Методические указания включают описание и методику расчета основных параметров стендов силового и инерционного типов. Выполнение расчетно-проектировочных работ позволяет студентам глубже понимать принципы построения и функционирования изучаемых ими технических устройств.

Каждый студент выполняет работу индивидуально согласно приведенным в методических указаниях заданиям на выполнение расчета.

В конце методических указаний помещены вопросы, которые составлены с таким расчетом, чтобы фиксировать внимание студентов на узловых моментах темы и способствовать лучшему усвоению ими изучаемого материала.

1 Конструкция и принцип действия

Стенды для диагностики тягово-экономических качеств (СТК) служат для комплексного диагностирования автомобиля по таким основным показателям его эксплуатационных свойств, как мощность и топливная экономичность. Они позволяют имитировать в стационарных условиях тестовые нагрузочные и скоростные режимы работы автомобиля. При этом чаще всего контролируют следующие диагностические параметры: мощность на ведущих колесах (колесная мощность) - N_k ; крутящий момент (или тяговое усилие) на ведущих колесах - $M(F)$; линейная скорость на окружности роликов - V_a ; удельный расход топлива - q ; эффективная мощность двигателя - N_e ; момент сопротивления (сила сопротивления вращению) колес и трансмиссии — $M_f(F_f)$; время выбега - t_B ; время (или путь) разгона — $t(S)$; ускорение (замедление) при разгоне (выбеге) - ε [1].

Кроме того, СТК позволяют проводить ряд работ, связанных с углубленным поэлементным диагностированием автомобиля. Например, можно определить буксование муфты сцепления, оценить исправность спидометра, прослушиванием и осмотром трансмиссии, работающей под нагрузкой, выявить неисправности отдельных ее узлов и деталей и т.п.

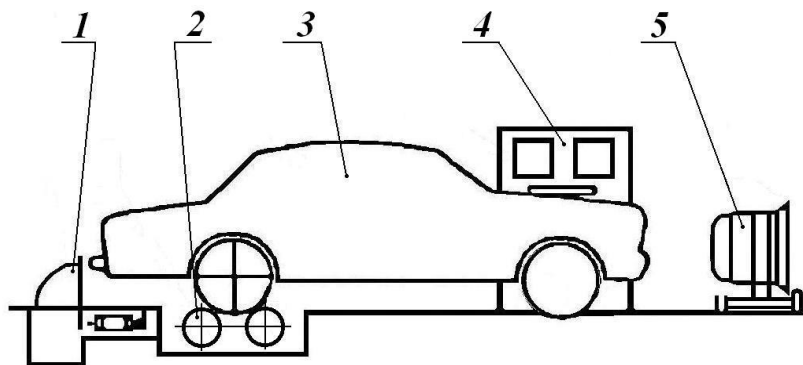
Стенды проверки тягово-экономических качеств автомобилей (Рисунок 1) состоят из опорно-приводного устройства 2, нагрузочного устройства, пульта управления 4. Кроме этого стенды оснащаются устройствами задания тестовых режимов, постановки диагноза, передачи и обработки информации.

Основными классификационными признаками конструкций СТК являются:

- тип опорно-приводного устройства;
- тип нагрузочного устройства;
- вид измеряемых диагностических параметров;
- назначение стенда по типу диагностируемого автомобиля.

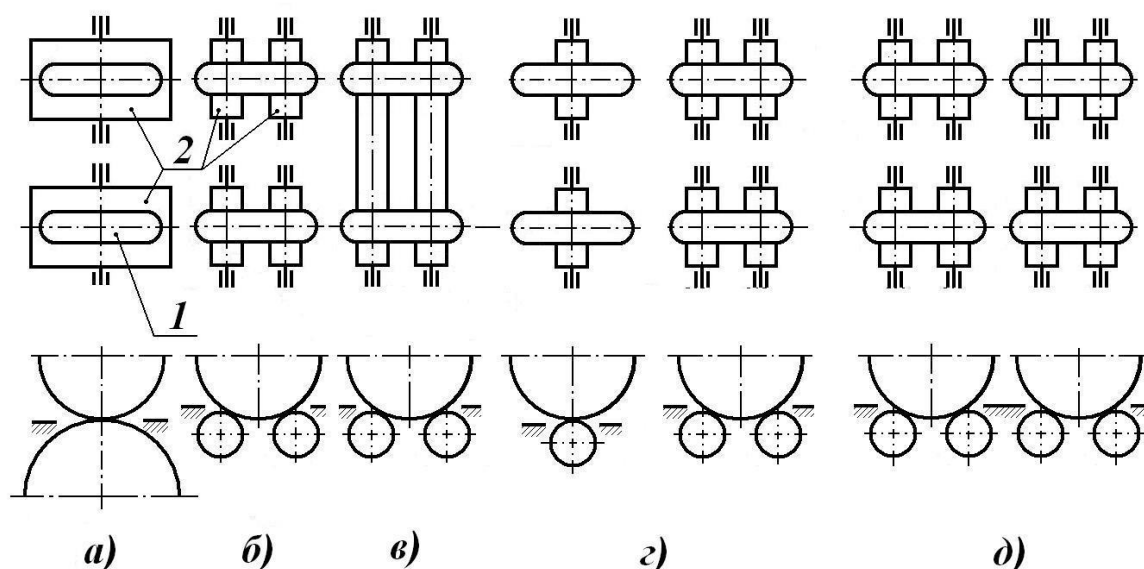
Опорно-приводное устройство стендов представляет собой раму с беговыми роликами под одну или две ведущие оси автомобиля (рисунок 2). Однорولیковые опорно-приводные устройства (рисунок 2а) не нашли практического применения по

причине нестабильности положения ведущих колес автомобиля при значительных скоростных режимах испытаний. Наиболее распространенными являются опорно-приводные устройства с двумя роликами под каждое ведущее колесо автомобиля (рисунок 2б).



1 – устройство для отвода отработавших газов; 2 – опорно-приводное устройство; 3 – диагностируемый автомобиль; 4 – пульт управления и индикации; 5 – вентилятор.

Рисунок 1 – Схема стенда проверки тягово-экономических качеств автомобилей



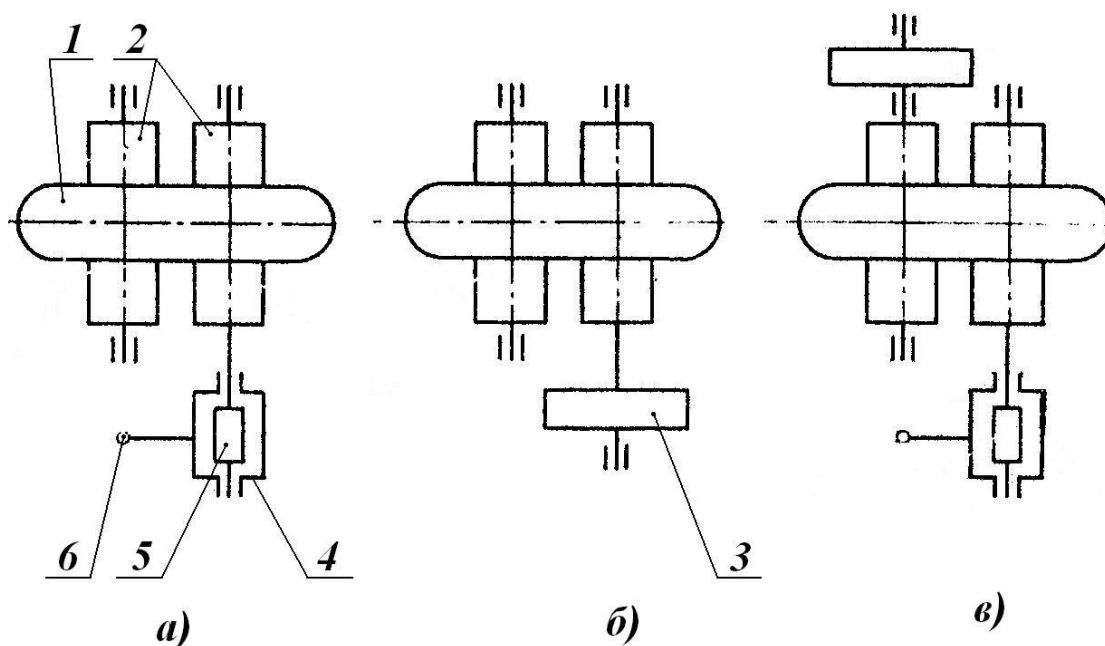
а – однороликовое под каждое колесо ведущей оси; б – двухроликовое под каждое колесо ведущей оси; в – двухроликовое под колеса ведущей оси; г и д – трех- и четырехроликовые для каждого колеса автомобилей с двумя ведущими осями; 1 – колесо автомобиля; 2 – ролики опорно-приводных устройств.

Рисунок 2 – Типы опорно-приводных устройств

Опорно-приводные устройства снабжаются тормозами и подъемниками, расположенными между роликами, что обеспечивает безопасный съезд автомобиля со стенда. Один из двух роликов - рабочий, второй - холостой, поддерживающий, однако существуют конструкции, у которых оба ролика стенда являются рабочими.

Стенды с опорой колеса на два ролика небольшого диаметра в сравнении с однорольковыми имеют меньшую металлоемкость и большую устойчивость испытуемого автомобиля. Однако режим испытаний на двухрольковом стенде сопровождается повышенной деформацией шин, что приводит к их интенсивному нагреву и изнашиванию.

Нагрузочные устройства (рисунок 3) служат для создания заданного нагрузочного и скоростного режима работы диагностируемого автомобиля путем притормаживания роликов, вращаемых его колесами.



a – балансирное; *б* – инерционное; *в* – комбинированное; 1 – колесо автомобиля; 2 – ролики опорно-приводного устройства; 3 – маховик; 4 – тормоз; 5 – ротор; 6 – датчик реактивного момента.

Рисунок 3 – Типы нагрузочных устройств СТК

Конструкции реализованы в виде балансирного тормоза или маховых масс. Первый тип нагрузочных устройств применяют для стендов силового типа (рисунок 3*a*), второй (рисунок 3*б*) - для инерционных стендов. Комбинированные стенды

оснащают и балансирным тормозом и маховыми массами (рисунок 3в). Между тормозом и роликами возможна установка редуктора.

В соответствии с типом нагрузочных устройств существуют два режима диагностирования: скоростной и нагрузочный. Скоростной режим реализуется на инерционных стендах в процессе разгона инерционной системы автомобиль-стенд. Нагрузочный режим диагностирования, характеризующийся постоянством скорости и тормозных сил на беговых роликах в момент диагностирования, осуществим только на стендах, оборудованных тормозными нагрузочными устройствами.

В силовых стендах тяговых качеств в качестве нагружателя применяют: гидравлический тормоз; электродвигатель переменного или постоянного тока, работающий в режиме генератора; электродинамический тормоз (индуктор). Все перечисленные тормоза состоят из ротора, соединенного с беговым роликом, и балансирно подвешенного статора. Конструкция нагружателя позволяет измерять поглощаемую мощность, являющуюся основным комплексным параметром технического состояния автомобиля.

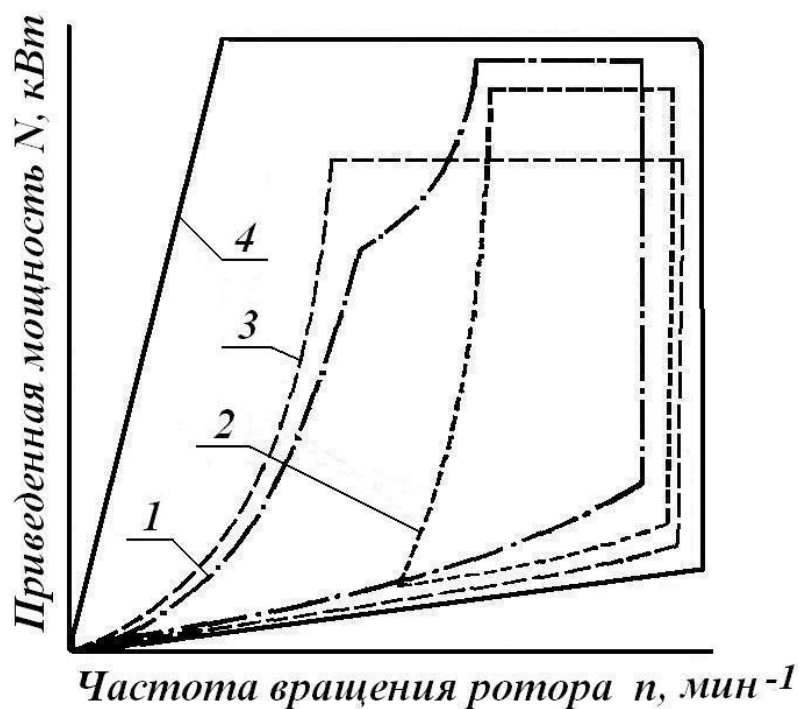
Передача крутящего момента от ротора, жестко соединенного с роликами, которые вращаются колесами автомобиля, к статору осуществляется в зависимости от вида нагрузочного устройства следующим образом: в гидравлическом тормозе - за счет затрат энергии на перемещение воды между статором и ротором; в электрическом — за счет преодоления сил взаимодействия между обмотками ротора электродвигателя и электромагнитным полем обмоток статора; в электродинамическом - за счет эффекта вихревых токов, возникающих в роторе при вращении его в магнитном поле катушек статора.

Увеличение или уменьшение нагрузочного режима достигается в первом случае большим или меньшим заполнением гидротормоза водой, во втором и третьем — путем изменения силы тока в обмотках возбуждения статора. В результате на статоре возникает реактивный момент, равный или пропорциональный крутящему моменту, развиваемому колесами автомобиля. Этот момент фиксируется при помощи

гидравлического или пьезоэлектрического датчика давления, на который опирается конец рычага балансирно подвешенного статора.

Для автоматизации процесса диагностирования автомобиля по тягово-экономическим показателям при помощи автоматических регуляторов и устройств программного управления необходимо, чтобы нагрузочные устройства обеспечивали бесступенчатое регулирование частот и окружных скоростей вращения роликов в широком диапазоне. Не менее важно, чтобы нагрузочные устройства позволяли задавать требуемый закон изменения $F = f(t)$ и $V = f(t)$.

Как видно из характеристик основных типов нагрузочных устройств (рисунок 4), наибольший диапазон скоростей и нагрузок обеспечивает электродинамический тормоз (устройство индукторного типа).



1 – устройство гидравлического типа; 2 – устройство электрического типа (переменного тока); 3 – устройство электрического типа (постоянного тока); 4 – устройство индукторного типа.

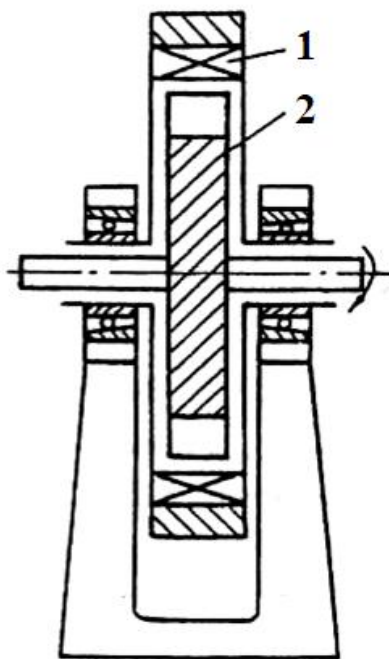
Рисунок 4 – Внешние характеристики нагрузочных устройств стендов для диагностирования тяговых качеств автомобилей

Электротормоз переменного тока (асинхронная машина с контактными кольцами и жидкостным реостатом в цепи ротора) обладает самым узким диапазоном скоростей и нагрузок (800...1500 мин⁻¹).

Электротормоз постоянного тока обладает высокими эксплуатационными качествами, однако стенд с таким тормозом имеет высокую стоимость, что ограничивает возможность его использования.

Определенным преимуществом электрических тормозов является возможность использования их электродвигателей для измерения момента сопротивления трансмиссии автомобиля.

Индукторные тормозные устройства (рисунок 5) являются разновидностью электрических и известны как индукционные, электромагнитные или электродинамические. Мощность испытуемого двигателя расходуется в них на образование вихревых токов, возникающих в магнитопроводе в случае периодического намагничивания его и размагничивания.



1 - катушка возбуждения; 2 – ротор.

Рисунок 5 – схема тормозного устройства индукторного типа

При вращении монолитного стального диска между двумя полюсами магнита в диске возникают вихревые токи, образующие магнитное поле, которое взаимодействует с полем магнита и создает тормозной момент, так же как в любой

электрической машине. Если вместо стального диска использовать ротор с обмоткой (электромагнит), появляется возможность регулировать этот тормозной момент в широких пределах.

Поскольку вихревые токи нагревают тормоз пропорционально поглощаемой мощности испытуемого двигателя, возникает необходимость в отводе тепла по аналогии с тормозами других типов. Поэтому ротор делают магнитным (тогда его называют индуктором), а статор – электромагнитным и охлаждают их водой. В особо быстроходных конструкциях индуктор охлаждают воздухом.

Индукторные тормоза компактны, просты, долговечны, легки в управлении на расстоянии и просты в обслуживании. Тормозная мощность достигает 3000 кВт, а частота вращения ротора может быть рассчитана на 10000-15000 об/мин. Их целесообразно применять при длительных испытаниях двигателей по заранее спланированной программе с автоматическим контролем заданных режимов работы, включая неустановившиеся.

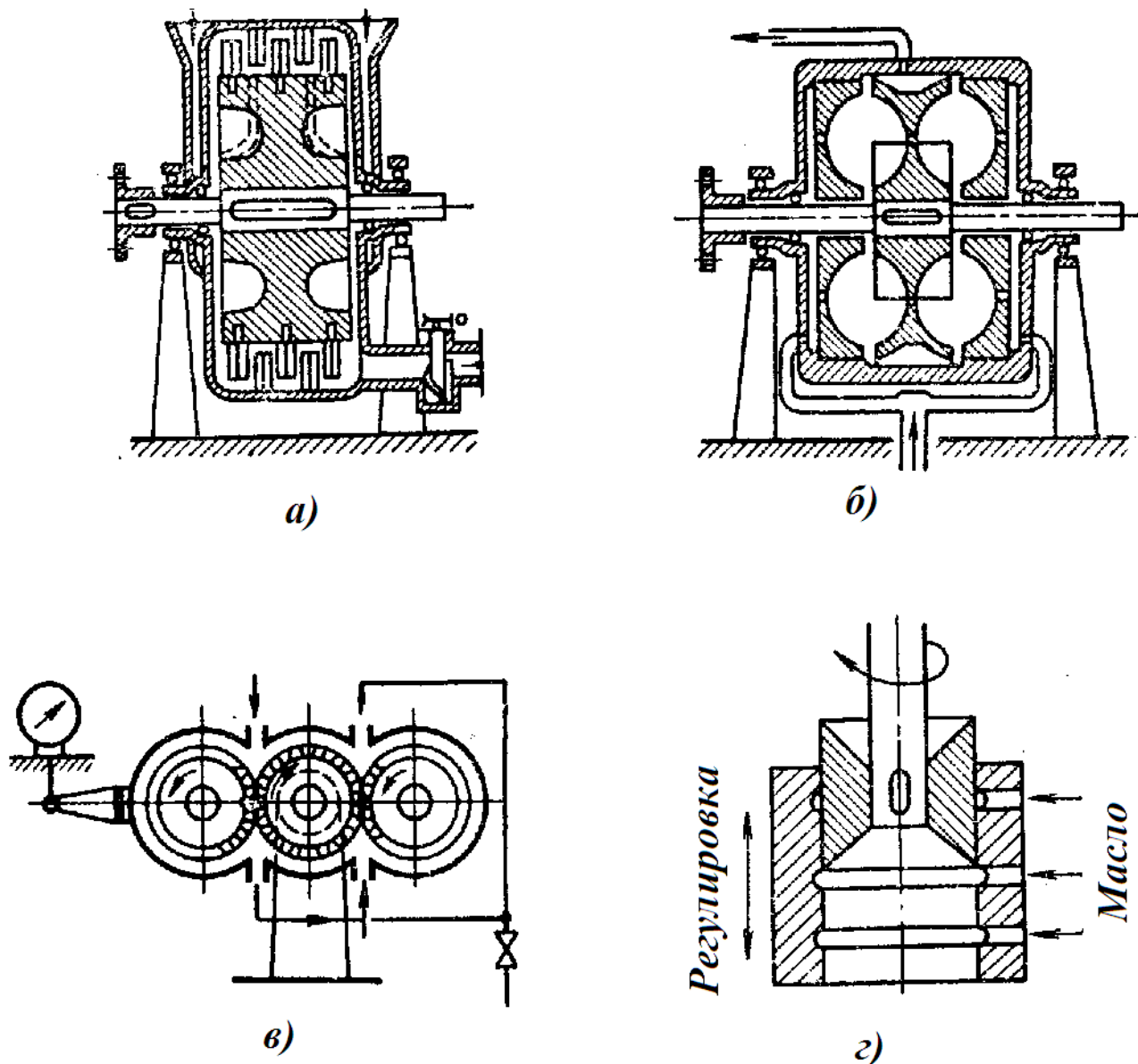
Гидравлические тормоза (рисунок 6) получили распространение в практике стендовых испытаний вследствие относительной простоты конструкции и большой энергоемкости. Поглощаемая в этих тормозах мощность расходуется на совершение гидродинамической работы и на трение ротора о жидкость.

Приемлемость той или иной конструкции нагрузочного устройства определяется назначением стенда, стоимостью, надежностью, метрологическими качествами, удобством использования (технологичностью), а также конъюнктурными возможностями промышленного производства.

Тормозная установка пригодна для испытания конкретного двигателя лишь в том случае, если все возможные нагрузочные и скоростные режимы двигателя располагаются в пределах рабочей области. Согласование характеристик тормоза и двигателя заключается в рассмотрении взаимного положения характеристики тормоза и внешней скоростной характеристики двигателя.

В инерционных стендах в качестве маховых масс используют массы роликов стенда и специальные маховики, соединенные с роликами через редуктор. При разгоне роликов ведущими колесами автомобиля маховые массы оказывают

сопротивление, равное моменту инерции стенда. Чем больше колесная мощность автомобиля, тем меньше путь S и время t разгона инерционных масс в установленном скоростном диапазоне.



a - штифтовой; *б* – камерный; *в* – объемный; *г* – пленочный.

Рисунок 6 – Типы гидравлических тормозов

Достоверность измерения мощности автомобиля на инерционном стенде будет достигнута, если условия разгона на беговых роликах и на дороге будут идентичными, т. е. если будут правильно подобраны инерционные массы стенда, а колеса не будут пробуксовывать. Так как в процессе разгона автомобиля на дороге

энергия его двигателя расходуется на преодоление сил инерции от всех поступательно и вращательно движущихся масс, а на стенде — только от вращающихся масс двигателя, ведущих колес и масс стенда, то для соблюдения идентичности указанных выше условий разгона необходимо, чтобы приведенный момент инерции вращающихся масс стенда был примерно равен приведенному моменту инерции автомобиля без учета моментов инерции масс двигателя и ведущих колес.

Несоблюдение этого условия влечет за собой искажение полученных результатов и снижение достоверности диагностирования. Поэтому применяемый инерционный стенд должен соответствовать определенным моделям диагностируемых автомобилей. В этой связи маховые массы могут быть сменными.

Путь, время или ускорение разгона барабанов стенда измеряют при помощи соответствующих приборов (счетчика, секундомера, акселератора и других приборов), включаемых и выключаемых в интервале скоростей V_1 и V_2 .

По типу диагностируемых автомобилей различают: стенды для легковых, грузовых автомобилей и автобусов. Основными показателями здесь являются реализуемая тяговая сила (мощность), скорость и нагрузка на ось. Существуют также стенды универсальные, то есть предназначенные для нескольких типов автомобилей.

Кинематическая схема комбинированного стенда для проверки тягово-экономических качеств автомобиля представлена на рисунке 7. Инерционные и силовые стенды не имеют в конструкции соответственно нагрузителя или маховых масс.

Длина роликов l_p (рисунок 7) зависит от конструктивных параметров шин и степени универсальности стенда:

$$l_p = \frac{(B_H - B_{BH})}{2} + a, \quad (1)$$

где B_H - наибольшая наружная колея;

B_{BH} - наименьшая внутренняя колея;

$a = (100 \dots 150)$ мм – запас по длине.

Расстояние между роликами (рисунок 7)

$$b = B_{BH} - a, \quad (2)$$

Во избежание отрыва колеса автомобиля от заднего ролика и выезда автомобиля со стенда во время испытаний необходимо выполнение следующего условия (рисунок 8)

$$G_B'' \varphi \leq G_B' + G_{II} f + G_B'' f_p, \quad (3)$$

где G_B – сила, действующая на ролики, от веса на ведущих колесах автомобиля, Н;

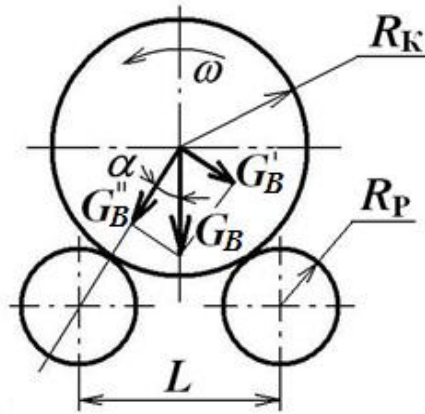
G_{II} – сила, действующая на пол, от веса ведомых колес автомобиля, Н;

φ - коэффициент сцепления колес с роликами;

f и f_p - коэффициенты сопротивления качению колес по поверхности пола и роликам.

Принимая $G_3 \approx G_{II}$, $f \approx f_p \cos \alpha$ (для стальных роликов) и упростив предыдущее выражение можно получить

$$\varphi \leq \operatorname{tg} \alpha + 2 f_p \quad \text{ИЛИ} \quad \operatorname{tg} \alpha \geq \varphi - 2 f_p.$$



L – расстояние между осями роликов; G_B – сила от веса на ведущих колесах автомобиля; R_P – радиус ролика; R_K – радиус колеса; ω - угловая скорость вращения колеса.

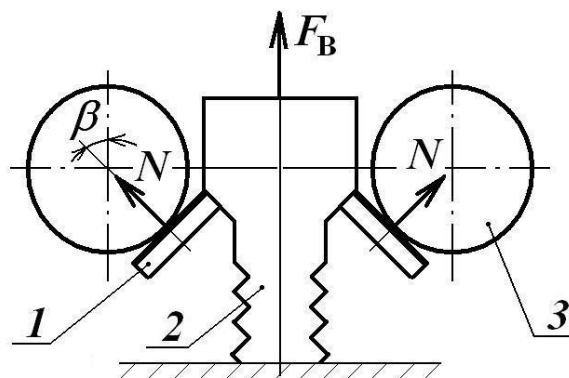
Рисунок 8 - Схема сил в контакте колесо автомобиля – ролик СТК

Учитывая, что $2f_p$ в 10...15 раз меньше φ , приближенно можно считать, что

$$\operatorname{tg} \alpha \geq \varphi. \quad (4)$$

Если принять для стальных гладких роликов $\varphi=0,5$, то $\alpha \geq 27^\circ$.

Угол α называют углом невыезда. Поэтому, если конструкция стенда обеспечивает угол $\alpha > 27^\circ$ он должен быть оборудован выталкивателем колес (рисунок 9).



1 – фрикционные накладки; 2 – исполнительный механизм; 3 - ролик; N – нормальная реакция в контакте ролик - фрикционные накладки; F_B – подъемная сила.

Рисунок 9 - Вариант исполнения конструкции тормозного механизма блокировки роликов

Расстояние между осями роликов (рисунок 8)

$$L = 2(R_K + R_P) \sin \alpha, \quad (5)$$

где R_K и R_P – соответственно радиусы колеса и ролика, м.

Ход подъемника выталкивателя, м

$$H = (R_P + R_K)(1 - \cos \alpha) + h, \quad (6)$$

где $h=0,02\dots0,03$ мм – гарантированный зазор.

Подъемная сила выталкивателя должна быть больше силы веса, приходящейся на колесо. Иногда выталкиватели конструктивно объединяют с тормозом, блокирующим ролики в момент выезда автомобиля.

Усилие на штоке исполнительного механизма (рисунок 9), Н

$$F_B \geq \frac{G_B}{2} + G_B \cos \alpha \frac{\varphi}{\varphi_1} \cos \beta, \quad (7)$$

где φ_1 – коэффициент трения между тормозной накладкой и роликом;

β – угол наклона колодок тормозного устройства (рисунок 9).

В расчетах $\varphi=0,5$, а $\varphi_1=(0,28\dots0,62)$ в зависимости от материала фрикционных накладок.

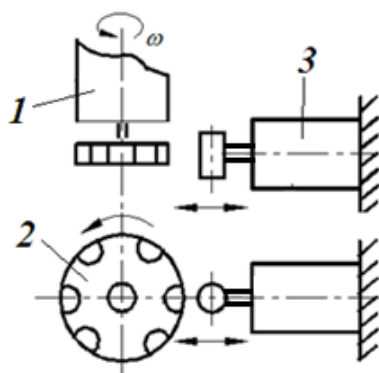
Площадь накладки S , м²

$$S = \frac{G_B \cos \alpha \frac{\varphi}{\varphi_1}}{2 \cdot 10^6 P_0}, \quad (8)$$

где $P_0=0,15\dots0,25$ МПа – давление в контакте фрикционные накладки – ролики.

В случае невозможности в конструкции обеспечить полученное значение S , можно использовать тормоза без накладок. При этом в расчетах $\varphi_1=0,15$ и $P_0=50$ МПа.

В ряде случаев, когда усилие на исполнительном механизме получается слишком большим, используют специальные тормозные устройства, например в виде зубчатых дисков, сидящих на одном валу с роликом и затормаживаемых отдельным исполнительным механизмом (рисунок 10).



1 - ролик; 2 – зубчатый диск; 3 – пневмоцилиндр.

Рисунок 10 - Вариант конструкции тормоза выполненного в виде стопора

Подшипники роликов и инерционной массы рассчитывают по критерию динамической грузоподъемности, Н

$$C = P \rho \sqrt{\frac{L}{a_1 a_2}}, \quad (9)$$

где P – эквивалентная нагрузка, Н;

$\rho = 3$ для шариковых и $\rho = 3,33$ для роликовых подшипников;

a_1 - коэффициент надежности, обычно $a_1=1$;

a_2 - обобщенный коэффициент влияния качества металла и условий эксплуатации;

L – ресурс, млн. об.

В опорах обычно применяют двухрядные сферические самоустанавливающиеся подшипники, исключаящие нарушение нормальных условий работы при прогибе длинных валов и перекосах при монтаже. Для них $a_2=0,5 \dots 0,6$.

Эквивалентную нагрузку (Н) определяют по следующей формуле

$$P = \frac{G_B K_6 K_T}{z} \cos \alpha, \quad (10)$$

где z – число опор роликов стенда;

K_6 – коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки;

K_T – температурный коэффициент.

Если нагрузка с умеренными толчками, то $K_6=1,3\dots1,5$. Так как температура подшипников стенда при работе не поднимается выше 100°C то $K_T=1$.

Ресурс подшипников рассчитывают исходя из средней частоты вращения роликов при линейной скорости $V = 60$ км/ч для грузовых автомобилей и $V = 90$ км/ч для легковых автомобилей, млн.об

$$L = \frac{1000 V T n_{\text{СМ}} D_{\text{РГ}} K_{\text{И}} A}{2 \cdot 10^6 \pi R_p}, \quad (11)$$

где T – продолжительность смены, ч;

$n_{\text{СМ}}=1\dots1,5$ – число рабочих смен в сутки;

$D_{\text{РГ}}$ – число рабочих дней в году;

$K_{\text{И}}=0,3\dots0,4$ – коэффициент использования стенда;

$A = 7$ лет – срок службы стенда.

Должно соблюдаться условие $S \leq C$ (паспортная)

Если, в момент выезда автомобиля из стенда, для торможения роликов к ним прилагаются значительные нормальные силы, подшипники следуют проверить на статическую грузоподъемность.

3 Расчет параметров нагружателя силового стенда

Параметры нагружателя стенда определяют решением уравнения мощностного баланса относительно мощности N_X , поглощаемой нагружателем, кВт

$$N_X = Ne - N_{BA} - N_{TP} - N_f - N_{CT}, \quad (12)$$

где Ne – мощность двигателя автомобиля по внешней скоростной характеристике, кВт;

N_{BA} – мощность, затрачиваемая на привод вспомогательных агрегатов автомобиля, кВт;

N_{TP} – потери мощности в трансмиссии автомобиля, кВт;

N_f – потери мощности на трение качения колес по роликам стенда, кВт;

N_{CT} – потери мощности в механизмах стенда, кВт.

Для определения характеристики нагружателя формируют массив данных в виде таблицы 1.

Таблица 1 - Образец таблицы для формирования массива данных, используемых при расчете мощности нагружателя стенда

Наименование параметра	Значение параметра при скорости V , км/ч							
	V при $n_{дв}=1000$ об/мин	V при $n_{дв}=6000$ об/мин
$n_{дв}$, мин ⁻¹								
Ne , кВт								
η_v								
$N_{ва}$, кВт								
η_{TP}								
N_{TP} , кВт								
N_f , кВт								
n_p , мин ⁻¹								
N_{CT} , кВт								
N_X , кВт								
N_H , кВт								
M_H , Нм								

Расчет ведется для значений скорости движения автомобиля, указанных в таблице 1.

Частота вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1}

$$n_{\text{ДВ}} = \frac{1000 V \cdot i_0}{2 \pi R_{\text{К}} 60}, \quad (13)$$

где V – скорость автомобиля, км/ч;

i_0 – передаточное отношение главной передачи.

Значения мощности двигателя Ne для соответствующих частот вращения коленчатого вала получают из внешней скоростной характеристики двигателя автомобиля, для которой производится расчет (Приложение А).

Мощность, затрачиваемая на привод вспомогательных агрегатов,

$$N_{\text{ва}} = (1 - \eta_{\text{В}}) Ne, \quad (14)$$

$$\text{где } \eta_{\text{В}} = 0,982 - \frac{n_{\text{ДВ}}}{10^5} - \frac{1,67 n_{\text{ДВ}}^2}{10^8}.$$

Потери мощности на привод вспомогательных агрегатов у современных двигателей находится в пределах 12-17% [4]. Поэтому, если при расчетах с использованием выражения (14) потери мощности получаются больше чем 17% от значения Ne , необходимо принимать $N_{\text{ва}}=0,17Ne$.

Потери мощности в агрегатах трансмиссии

$$N_{\text{ТР}} = (1 - \eta_{\text{ТР}})(Ne - N_{\text{ВА}}), \quad (15)$$

где $\eta_{\text{ТР}}$ – КПД трансмиссии,

$$\eta_{TP} = \eta_H - \frac{(2 + 0,025 V) G_B V}{2,7 \cdot 10^6 (N_e - N_{BA})},$$

где $\eta_H = 0,98^k \cdot 0,97^m \cdot 0,99^n$.

Здесь k, m, n – соответственно число пар цилиндрических шестерен, конических шестерен и карданных шарниров в трансмиссии автомобиля при включенной прямой передаче.

Потери мощности на преодоление сил трения качения колес по роликам стэнда

$$N_f = \frac{f_p G_B \cos \alpha V}{3600}. \quad (16)$$

Для практических расчетов можно принять

$$f_p = 0,03 \quad \text{при} \quad R_k \geq 0,49 \text{ м};$$

$$f_p = 0,028 \quad \text{при} \quad R_k \leq 0,49 \text{ м}.$$

Потери мощности в механизмах стэнда

$$N_{CT} = \frac{1,4 + 2,8 \cdot 10^{-3} n_p}{1,36}, \quad (17)$$

где n_p – частота вращения роликов стэнда, мин^{-1} .

$$n_p = \frac{1000 V}{2 \pi R_p 60}. \quad (18)$$

Так как в процессе работы нагружателя происходит нагрев обмоток и металла, его эффективность снижается. Поэтому мощность нагружателя берется с 20% запасом

$$N_H = 1,2 N_X. \quad (19)$$

Тормозной момент, создаваемый нагрузателем стенда, Нм

$$M_H = \frac{60 \cdot 1000 N_H}{2 \pi n_p}. \quad (20)$$

По результатам расчета (Таблица 1) строят зависимости $N_H=f(n_p)$ и $M_H=f(n_p)$ и формируют характеристику нагрузателя.

4 Расчет роликового инерционного стенда для диагностирования тяговых качеств автомобилей

Инерционная масса стенда рассчитывается исходя из равенства кинетических энергий (Дж), запасаемых при разгоне автомобиля на дороге и на стенде.

При движении на дороге,

$$W_D = \frac{mV^2}{2} + \frac{J_K \omega_K^2}{2}, \quad (21)$$

где m – масса автомобиля, кг;

J_K – момент инерции всех колес автомобиля, кг·м²;

ω_K – угловая скорость вращения колес, рад/с;

V – линейная скорость автомобиля, м/с.

При движении на стенде

$$W_C = \frac{J_B \omega_K^2}{2} + \frac{J_P \omega_P^2}{2} + \frac{J_M \omega_M^2}{2}, \quad (22)$$

где J_B – момент инерции ведущих колес, кг·м²;

J_P – момент инерции всех роликов стенда, кг·м²;

J_M – момент инерции инерционных масс, кг·м²;

ω_K , ω_P , ω_M – соответственно угловые скорости колес, роликов и инерционных масс, рад/с.

Так как $W_D = W_C$, то

$$\frac{mV^2}{2} + \frac{J_K \omega_K^2}{2} = \frac{J_B \omega_K^2}{2} + \frac{J_P \omega_P^2}{2} + \frac{J_M \omega_M^2}{2} \quad (23)$$

Часто для уменьшения металлоемкости инерционной массы ее подключают к роликам стенда через ускоряющую цепную или ременную передачу с передаточным отношением 0,5...0,3.

После подстановки в предыдущее равенство значений угловых скоростей

$$\omega_K = \frac{V}{R_K}, \quad \omega_P = \frac{\omega_K R_K}{R_P}, \quad \omega_M = \frac{\omega_P}{i_{PM}},$$

и преобразований можно получить

$$m + \frac{J_K}{R_K^2} = \frac{J_B}{R_K^2} + \frac{J_P}{R_P^2} + \frac{J_M}{R_P^2 i_{PM}^2}. \quad (24)$$

Отсюда

$$J_M = i_{PM}^2 (R_P^2 m - J_P) + \frac{R_P^2}{R_K^2} i_{PM}^2 (J_K - J_B). \quad (25)$$

где i_{PM} - передаточное отношение цепной передачи между роликом и инерционной массой.

Момент инерции одного сплошного ролика (рисунок 11), кг·м²

$$J_{P1} = \frac{m_P}{2} R_P^2 = \frac{\pi R_P^4 l_P \gamma}{2}, \quad (26)$$

где l_P - длина ролика, м;

$\gamma=7,8 \cdot 10^3$ кг/м³ – плотность стали.

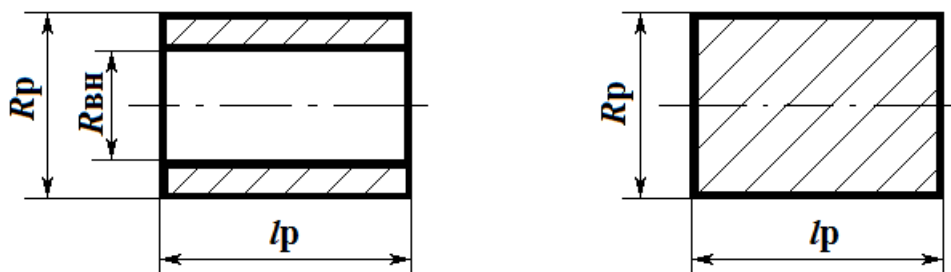


Рисунок 11 – Схемы роликов.

Момент инерции одного полого ролика (рисунок 11), кг·м²

$$J_{P1} = \frac{m_P}{2} (R_P^2 - R_{BH}^2) = \frac{\pi (R_P^2 - R_{BH}^2)^2 l_P \gamma}{2}, \quad (27)$$

где R_{BH} – внутренний диаметр ролика, м.

Момент инерции одного колеса принимается в соответствии с данными таблицы 2.

Таблица 2 - Моменты инерции J_K и радиусы R_K колес автомобилей

Автомобиль	ЗИЛ-130	ГАЗ-24
J_K , кг·м ²	12,6	1,0
R_K , м	0,49	0,19

Для определения момента инерции колес автомобилей, не указанных в таблице 2, с достаточной для расчетов точностью можно принять

$$J_{\text{КХ}} = J_{\text{КС}} \left(\frac{R_{\text{КХ}}}{R_{\text{КС}}} \right)^4, \quad (28)$$

где $J_{\text{КХ}}$ – искомый момент инерции;

$J_{\text{КС}}$ – справочный момент инерции;

$R_{\text{КХ}}$ и $R_{\text{КС}}$ – соответственно искомый и справочный радиусы колеса.

Инерционные массы изготавливаются в виде набора стальных дисков (рисунок 12).

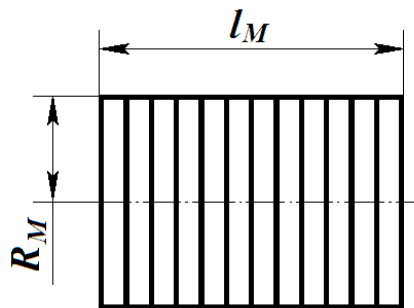


Рисунок 12 – Схема маховика.

Радиус дисков R_M принимают не более 0,3 м.

Ширина набора дисков, м

$$l_M = \frac{2 J_M}{\pi R_M^4 \gamma}. \quad (29)$$

Мощность, необходимая для разгона автомобиля на стенде в интервале скоростей $V_1 \dots V_2$, кВт

$$N = \frac{J_{\Sigma p} \omega_{\text{CP}} \varepsilon}{1000}, \quad (30)$$

где $J_{\Sigma p}$ – суммарный момент инерции вращающихся частей автомобиля и стенда, приведенный к оси роликов, кг·м²;

ω_{CP} – средняя угловая скорость вращения роликов в интервале разгона, рад/с;

ε – угловое ускорение роликов, рад/с²

$$J_{\Sigma P} = \frac{J_M}{i_{PM}} + \frac{J_{K1} z_K R_P^2}{R_K^2} + J_P z_P, \quad (31)$$

где z_P и z_K – соответственно количество роликов стенда и количество колес автомобиля, установленных на стенде;

J_{K1} – момент инерции одного колеса автомобиля, находящегося на роликах стенда, кг·м².

Для грузовых автомобилей и автобусов интервал скоростей $V_1 \dots V_2$ берется в пределах 50...60 км/ч, а для легковых – 80...100 км/ч. На этих участках внешней скоростной характеристики без больших погрешностей можно считать, что

$$\omega_{CP} = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}, \quad \varepsilon = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\Delta t},$$

где ω_1 и ω_2 – соответственно угловые скорости вращения роликов при скоростях V_1 и V_2 , рад/с;

Δt – время разгона в интервале скоростей $V_1 \dots V_2$.

Если выразить угловые скорости через линейные, то

$$\omega_{CP} = \frac{1000 (V_2 + V_1)}{2 \cdot 3600 R_P}; \quad \varepsilon = \frac{1000 (V_2 - V_1)}{3600 R_P \Delta t}.$$

Тогда формула 30 преобразуется в следующий вид

$$N = \frac{J_{\Sigma P} (V_2^2 - V_1^2)}{1000 \cdot 2 \cdot 3,6 \cdot 3,6 R_P^2 \Delta t}, \text{ кВт.} \quad (32)$$

Отсюда время разгона автомобиля на стенде, с

$$\Delta t = \frac{J_{\Sigma p} (V_2^2 - V_1^2)}{26 \cdot 10^3 NR_p^2}. \quad (33)$$

Максимально допустимое время разгона при снижении мощности двигателя на 15%

$$\Delta t_M = 1,15 \Delta t. \quad (34)$$

Среднее значение мощности, подводимой к нагрузателю стенда

$$N = \frac{(N_{V1} + N_{V2})}{2}, \quad (35)$$

где N_{V1} и N_{V2} - мощности, подводимые к инерционному нагрузателю при скоростях $V_1 \dots V_2$ и рассчитанные по формуле 12.

5 Вопросы для контроля

1. Каково назначение стендов для диагностирования тягово-экономических свойств автомобилей?
2. Чем отличаются силовые стенды от стендов инерционного типа?
3. Перечислите диагностические параметры автомобилей, которые контролируют с использованием рассматриваемых стендов.
4. Какую роль в конструкции стендов играет опорно-приводное устройство?
5. Перечислите варианты конструктивного устройства опорно-приводных устройств?
6. Какую роль в конструкциях стендов играют нагрузочные устройства?
7. Чем отличается инерционное нагрузочное устройство от балансирного?

8. Перечислите виды нагрузочных устройств, используемых в составе стендов?
9. Что называют «внешней характеристикой» нагрузочного устройства?
10. Каковы достоинства и недостатки электротормозов постоянного и переменного тока?
11. Каков принцип действия электродинамического тормоза?
12. Каковы достоинства и недостатки тормозов индукционного типа?
13. Каков принцип действия тормоза гидравлического типа?
14. Каковы достоинства и недостатки тормозов гидравлического типа?
15. Какую роль в стендах инерционного типа играют маховые массы?
16. Какие элементы стендов инерционного типа используют в качестве маховых масс?
17. Назовите принцип диагностирования автомобилей на инерционных стендах.
18. Как обеспечивается достоверность измерений колесной мощности автомобиля на инерционном стенде?
19. Из какого соотношения принимают радиус роликов опорно-приводного устройства?
20. От каких параметров автомобиля зависят длины роликов опорно-приводного устройства?
21. Назовите условие, которое необходимо соблюдать во избежание выезда автомобиля со стенда?
22. Что называют «углом невыезда»?
23. Какую роль в конструкции стендов играют выталкиватели колес?
24. С какой целью в конструкциях стендов объединяют выталкиватели колес с тормозом блокировки роликов?
25. По какому критерию рассчитывают подшипники роликов и инерционной массы?
26. Какого типа подшипники используют в качестве опор роликов и инерционной массы?

27. Выполняют ли проверку подшипников роликов и инерционной массы на статическую грузоподъемность?
28. Перечислите составляющие уравнения мощностного баланса для определения параметров нагружателя.
29. Назовите документ, откуда выбираются значения мощности двигателя испытуемого автомобиля?
30. Из какого соотношения определяют потери мощности на преодоление сил трения качения колес автомобиля по роликам?
31. По каким данным строят характеристику нагружателя?
32. Из какого равенства определяют момент инерции маховых масс?
33. Перечислите составляющие кинетической энергии, запасаемой автомобилем при движении по дороге.
34. Перечислите составляющие кинетической энергии, запасаемой автомобилем при движении на стенде.
35. Как определяют момент инерции вращающихся колес автомобиля?
36. Как определяют момент инерции вращающихся роликов стенда?
37. По какой причине инерционные массы изготавливаются в виде набора дисков?
38. Перечислите составляющие суммарного момента инерции вращающихся элементов автомобиля и роликов, приведенная к оси роликов.
39. Перечислите способы уменьшения общей массы инерционного стенда.

Список использованных источников

1. Бондаренко, Е.В. Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования: учебник для студ. высш. учеб. заведений/ Е.В.Бондаренко, Р.С.Фаскиев. –М.:Издательский центр «Академия», 2011. – 304 с. – ISBN 978-5-7695-6001-9.
2. Поляков, А.Н. Использование системы MathCad в инженерных расчетах [Электронный ресурс]: метод. указания/А.Н.Поляков – Оренбург:ГОУ ОГУ, 2005. – 58с.
3. Кудрин, А.И., Основы расчета нестандартизованного оборудования для технического обслуживания и текущего ремонта автомобилей: Учебное пособие/ А.И.Кудрин. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2003. - 168 с.
4. Кухарёнок, Г.М. Автомобильные двигатели: методическое пособие для студентов заочной формы обучения специальностей 1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей», 1-37 01 07 «Автосервис»/ Г.М.Кухарёнок, И.К.Русецкий, М.П.Ивандиков. – Минск:БНТУ, 2010.- 83 с.

Приложение А

(обязательное)

Задания для выполнения расчетов

Вариант 1

Выполнить расчет основных параметров стэнда для проверки тягово-экономических показателей автомобиля Рено Меган (двигатель Рено F4R (2.0)). Размерность колеса - 205/65R15. Передаточное число главной передачи – 4,06. Наружная колея - 1,751 м. Внутренняя колея – 1,342 м. Снаряженная масса автомобиля – 1283 кг. Распределение веса по передней и задней осям – 55х45. Толщину стенки полых роликов принять – 7 мм. Параметры инерционных масс стэнда определять для двух случаев: $i_{PM}=1$ и $i_{PM}=0,3$.

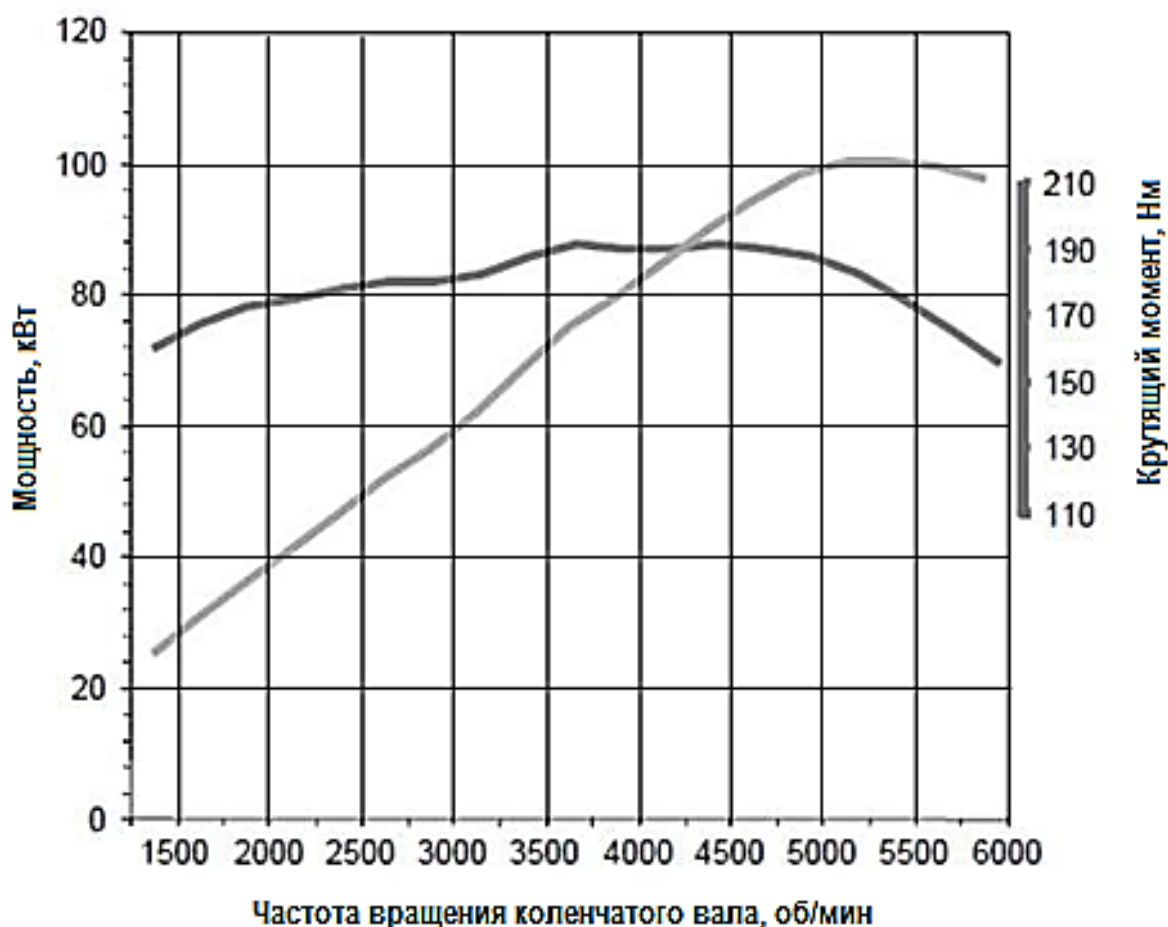


Рисунок А.1 - Внешняя скоростная характеристика двигателя Рено F4R

Вариант 2

Выполнить расчет основных параметров стенда для проверки тягово-экономических показателей автомобиля ЛАДА Калина (двигатель ВАЗ-11194 (1.4)). Размерность колеса - 175/65R14. Передаточное число главной передачи – 3.9. Наружная колея -1.6 м. Внутренняя колея – 1,25 м. Снаряженная масса автомобиля – 1080 кг. Распределение веса по передней и задней осям – 55х45. Толщину стенки полых роликов принять – 7 мм. Параметры инерционных масс стенда определять для двух случаев: $i_{PM}=1$ и $i_{PM}=0,3$.

Вариант 3

Выполнить расчет основных параметров стенда для проверки тягово-экономических показателей автомобиля ЛАДА Калина (двигатель ВАЗ-21114 (1.6)). Размерность колеса - 175/70R13. Передаточное число главной передачи – 3.7. Наружная колея - 1.6 м. Внутренняя колея – 1,25 м. Снаряженная масса автомобиля – 1080 кг. Распределение веса по передней и задней осям – 55х45. Толщину стенки полых роликов принять – 7 мм. Параметры инерционных масс стенда определять для двух случаев: $i_{PM}=1$ и $i_{PM}=0,3$.

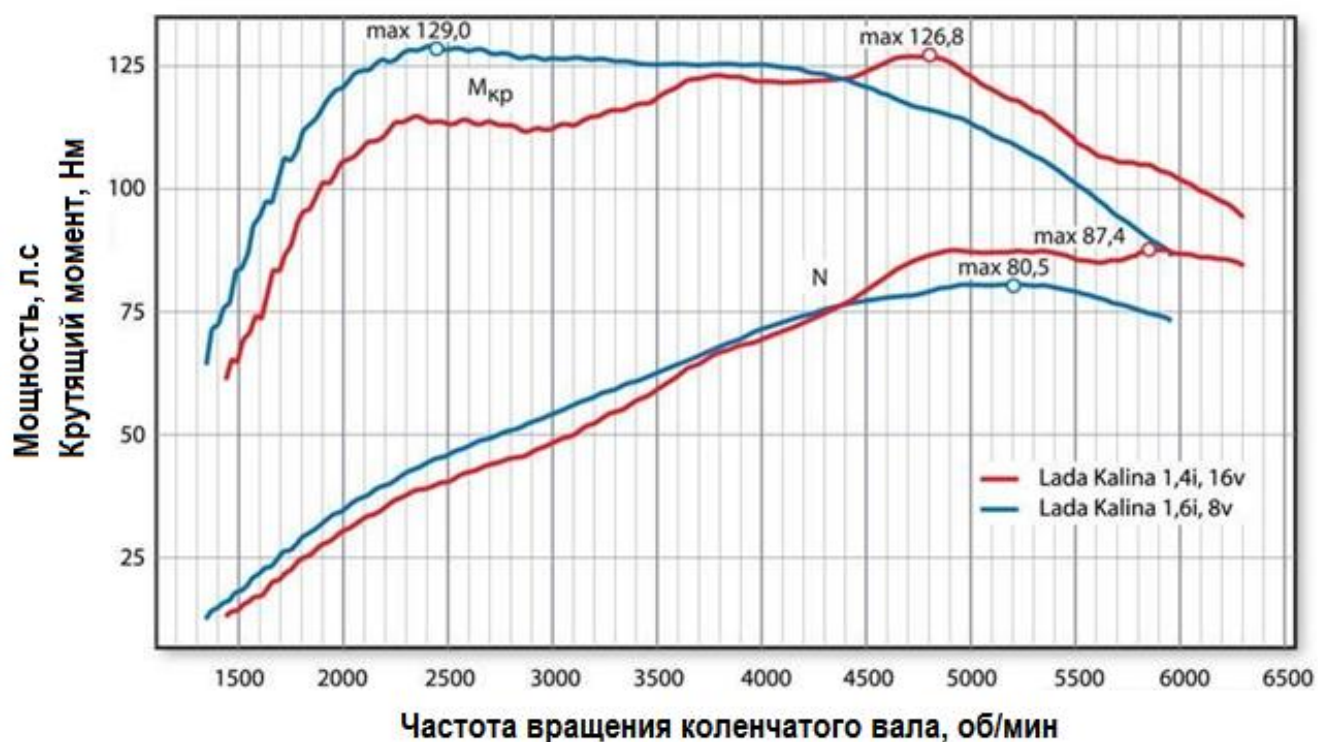


Рисунок А.2 - Внешние скоростные характеристики двигателей ВАЗ-11194 и ВАЗ-21114

Вариант 4

Выполнить расчет основных параметров стэнда для проверки тягово-экономических показателей автомобиля ЛАДА Vesta (двигатель ВАЗ 21179 (1.8)). Размерность колеса - 185/65R15. Передаточное число главной передачи – 3.9. Наружная колея -1.6 м. Внутренняя колея – 1,3 м. Снаряженная масса автомобиля – 1300 кг. Распределение веса по передней и задней осям – 55х45. Толщину стенки полых роликов принять – 7 мм. Параметры инерционных масс стэнда определять для двух случаев: $i_{PM}=1$ и $i_{PM}=0,3$.

Вариант 5

Выполнить расчет основных параметров стэнда для проверки тягово-экономических показателей автомобиля ЛАДА Vesta (двигатель ВАЗ 21129 (1.6)). Размерность колеса - 185/65R15. Передаточное число главной передачи – 3.9. Наружная колея -1.6 м. Внутренняя колея – 1,3 м. Снаряженная масса автомобиля – 1300 кг. Распределение веса по передней и задней осям – 55х45. Толщину стенки полых роликов принять – 7 мм. Параметры инерционных масс стэнда определять для двух случаев: $i_{PM}=1$ и $i_{PM}=0,3$.

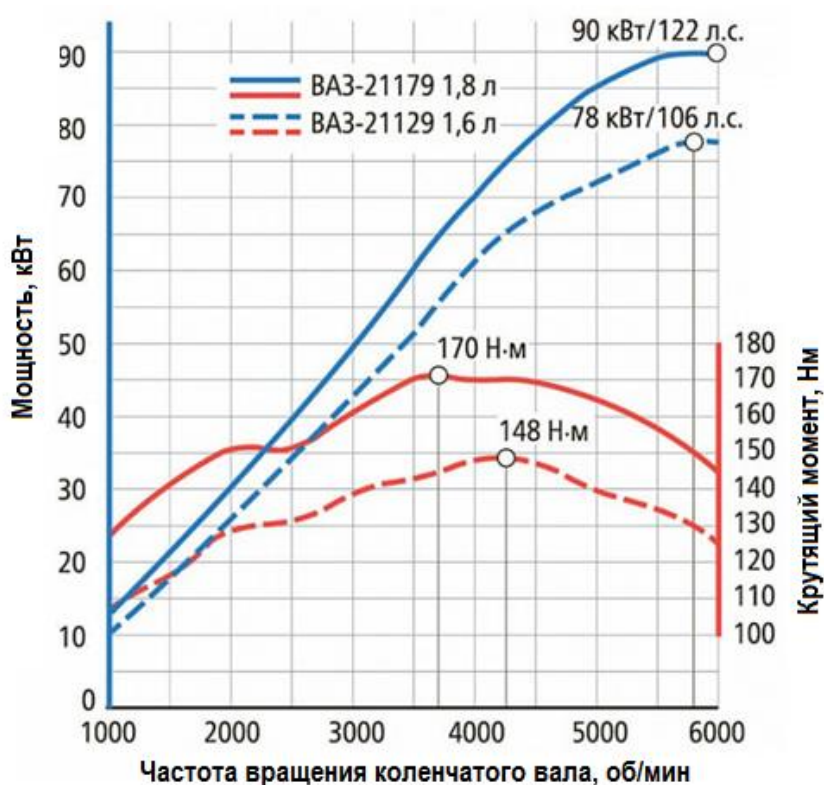


Рисунок А.3 - Внешние скоростные характеристики двигателей ВАЗ-21179 и ВАЗ-21129

Вариант 6

Выполнить расчет основных параметров стенда для проверки тягово-экономических показателей автомобиля Волга ГАЗ-3110 (двигатель ЗМЗ 4062). Размерность колеса - 205/65R15. Передаточное число главной передачи – 4.1. Наружная колея - 1.7 м. Внутренняя колея – 1,3 м. Снаряженная масса автомобиля – 1400 кг. Распределение веса по передней и задней осям – 50х50. Толщину стенки полых роликов принять – 7 мм. Параметры инерционных масс стенда определять для двух случаев: $i_{PM}=1$ и $i_{PM}=0,3$.

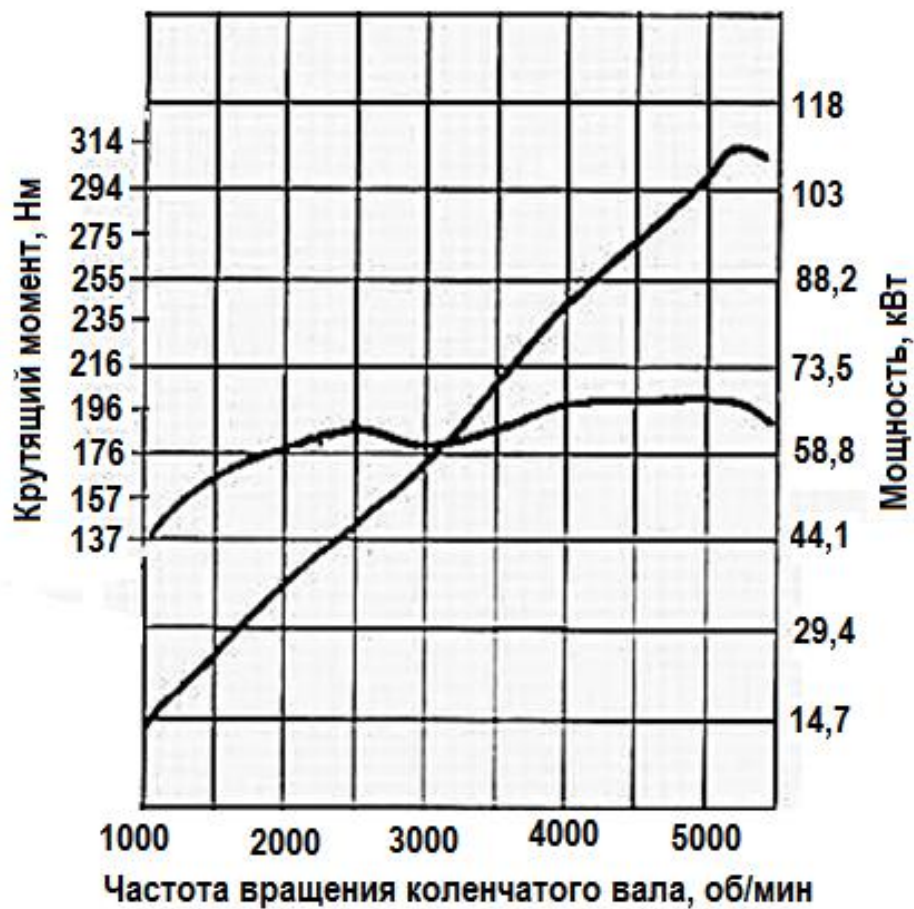


Рисунок А.4 - Внешняя скоростная характеристика двигателя ЗМЗ 4062

Вариант 7

Выполнить расчет основных параметров стенда для проверки тягово-экономических показателей автомобиля ГАЗ-2752 Соболь (двигатель УМЗ 40524-10). Размерность колеса - 255/60R16. Передаточное число главной передачи – 4.55. Наружная колея - 1.92 м. Внутренняя колея – 1,47 м. Снаряженная масса автомобиля – 1900 кг. Распределение веса по передней и задней осям – 50х50. Толщину стенки полых роликов принять – 7 мм. Параметры инерционных масс стенда определять для двух случаев: $i_{PM}=1$ и $i_{PM}=0,3$.

Вариант 8

Выполнить расчет основных параметров стенда для проверки тягово-экономических показателей автомобиля ГАЗ-3302 Газель (двигатель УМЗ 40524-10). Размерность колеса - 185/175R16. Передаточное число главной передачи – 5,125. Наружная колея - 1.885 м. Внутренняя колея – 1,19 м. Снаряженная масса автомобиля – 1790 кг. Распределение веса по передней и задней осям – 60х40. Толщину стенки полых роликов принять – 7 мм. Параметры инерционных масс стенда определять для двух случаев: $i_{PM}=1$ и $i_{PM}=0,3$.

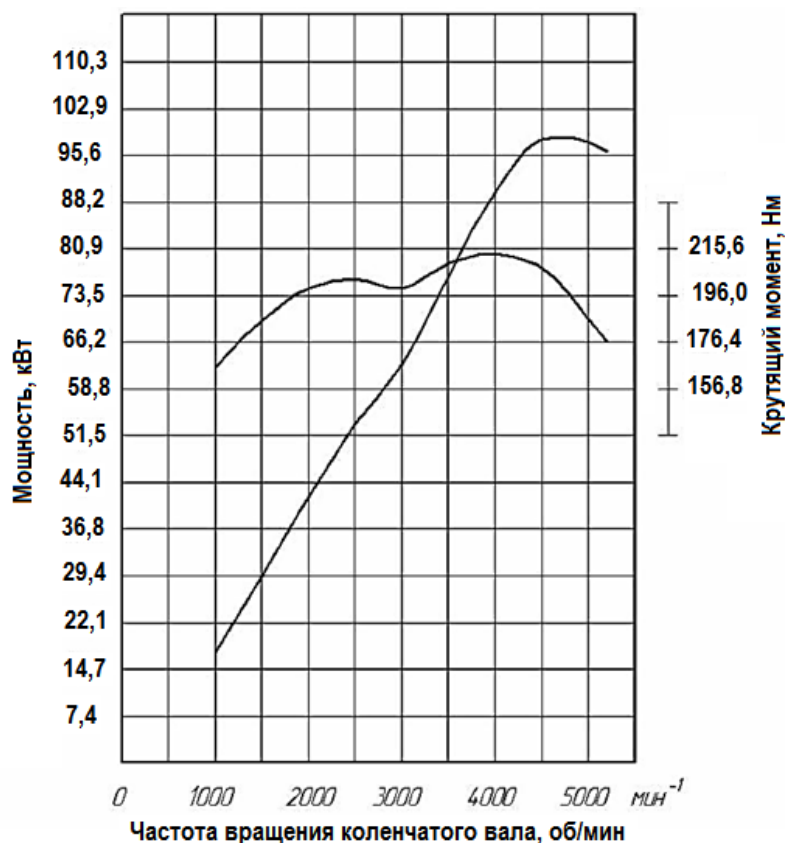


Рисунок А.5 - Внешняя скоростная характеристика двигателя УМЗ 40524

Вариант 9

Выполнить расчет основных параметров стенда для проверки тягово-экономических показателей автомобиля Опель Астра (двигатель Z16XE). Размерность колеса - 195/65R15. Передаточное число главной передачи – 4.176. Наружная коlea - 1.885 м. Внутренняя коlea – 1,693 м. Снаряженная масса автомобиля – 1306 кг. Распределение веса по передней и задней осям – 55х45. Толщину стенки полых роликов принять – 7 мм. Параметры инерционных масс стенда определять для двух случаев: $i_{PM}=1$ и $i_{PM}=0,3$.

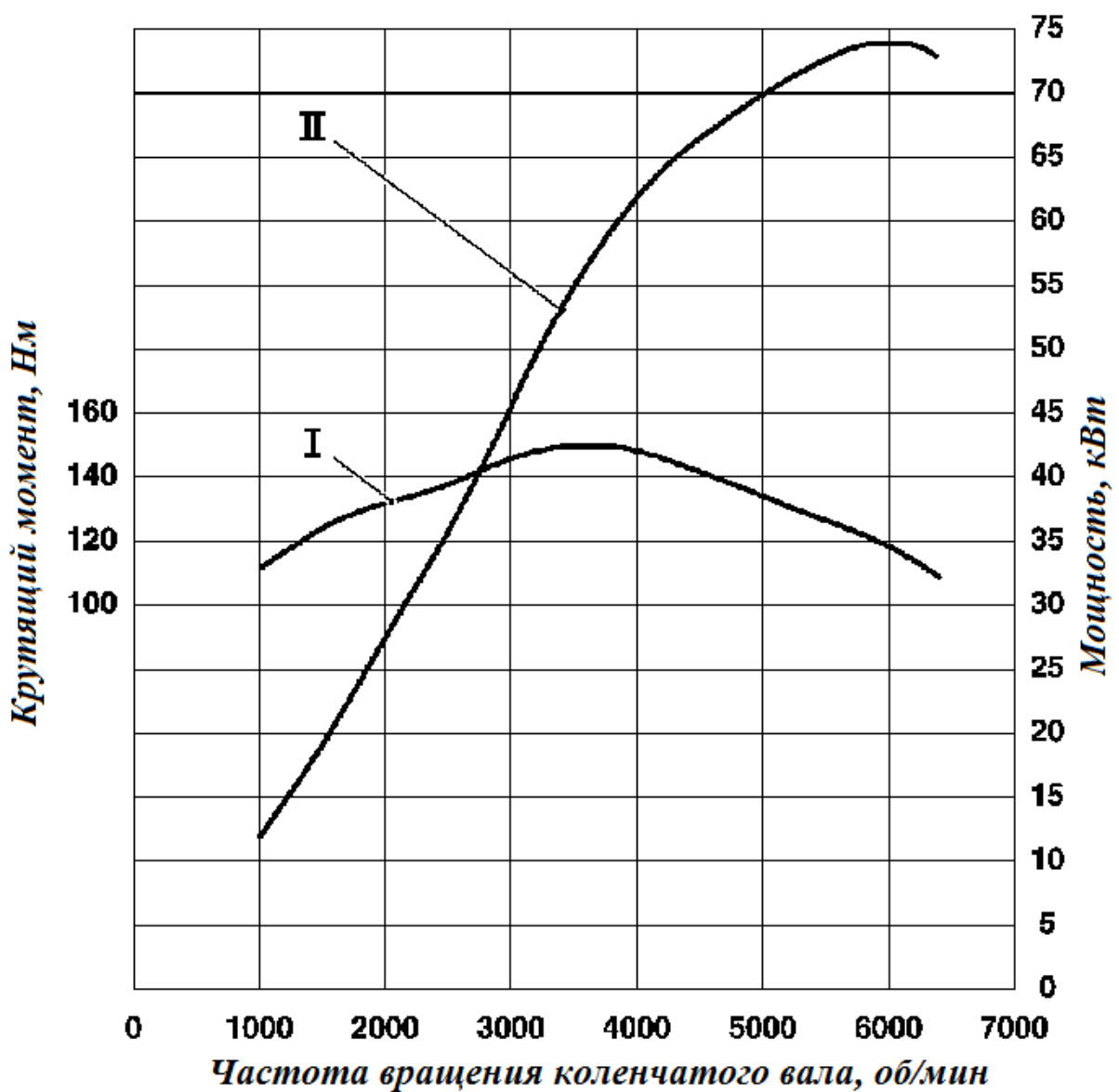


Рисунок А.6 - Внешняя скоростная характеристика двигателя Z16XE

Вариант 10

Выполнить расчет основных параметров стенда для проверки тягово-экономических показателей автомобиля Опель Астра (двигатель Z 18 XER DOHC-I). Размерность колеса - 205/55R16. Передаточное число главной передачи – 3.94. Наружная коlea - 1.885 м. Внутренняя коlea – 1,693 м. Снаряженная масса автомобиля – 1306 кг. Распределение веса по передней и задней осям – 55х45. Толщину стенки полых роликов принять – 7 мм. Параметры инерционных масс стенда определять для двух случаев: $i_{PM}=1$ и $i_{PM}=0,3$.

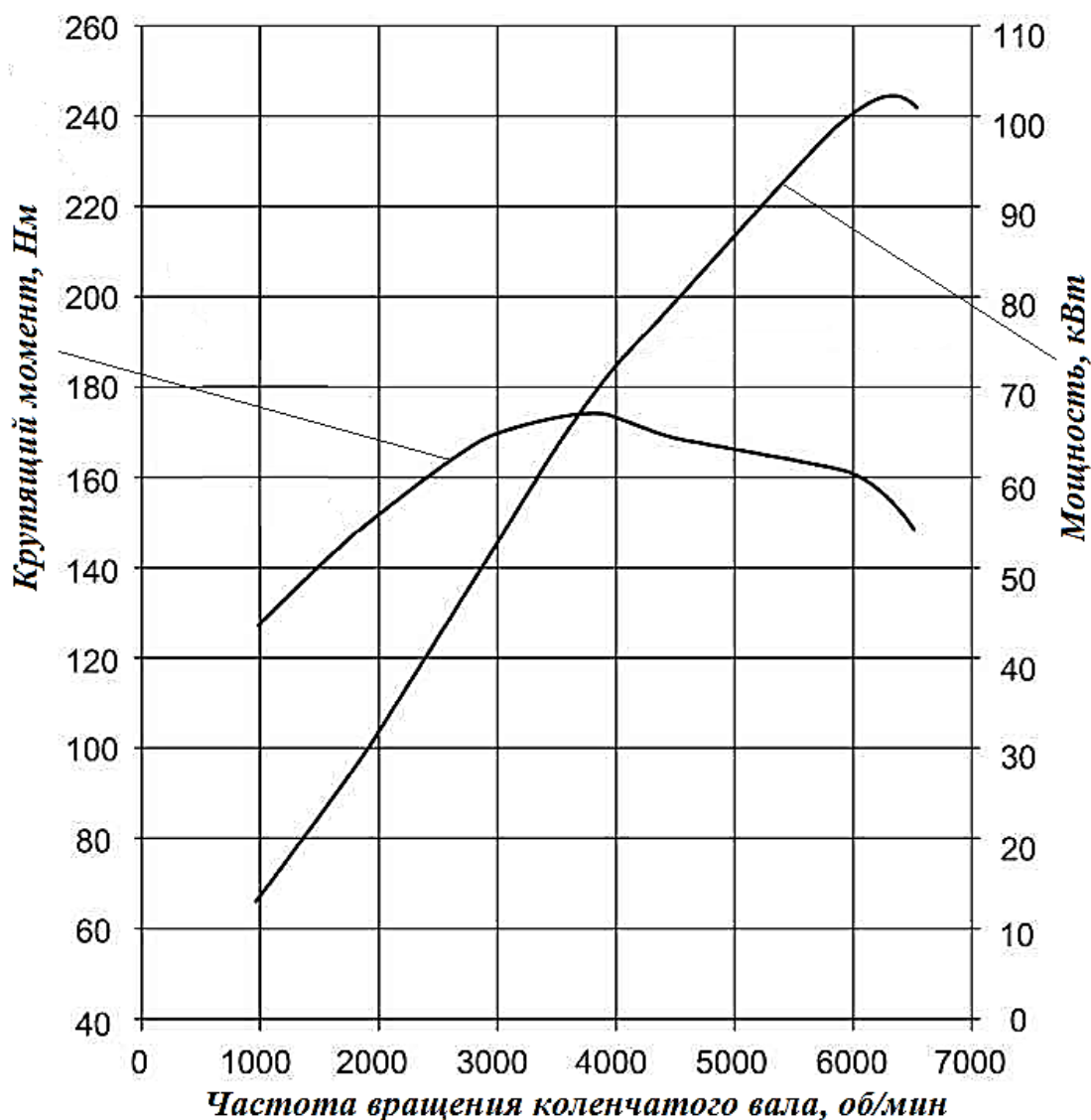


Рисунок А.7 - Внешняя скоростная характеристика двигателя Z 18 XER DOHC-I

Вариант 11

Выполнить расчет основных параметров стенда для проверки тягово-экономических показателей автомобиля Шкода Октавия (двигатель 1.4 TSI MT Ambition). Размерность колеса - 195/65R15. Передаточное число главной передачи – 3.647. Наружная колея - 1.744 м. Внутренняя колея – 1,325 м. Снаряженная масса автомобиля – 1213 кг. Распределение веса по передней и задней осям – 55х45. Толщину стенки полых роликов принять – 7 мм. Параметры инерционных масс стенда определять для двух случаев: $i_{PM}=1$ и $i_{PM}=0,3$.

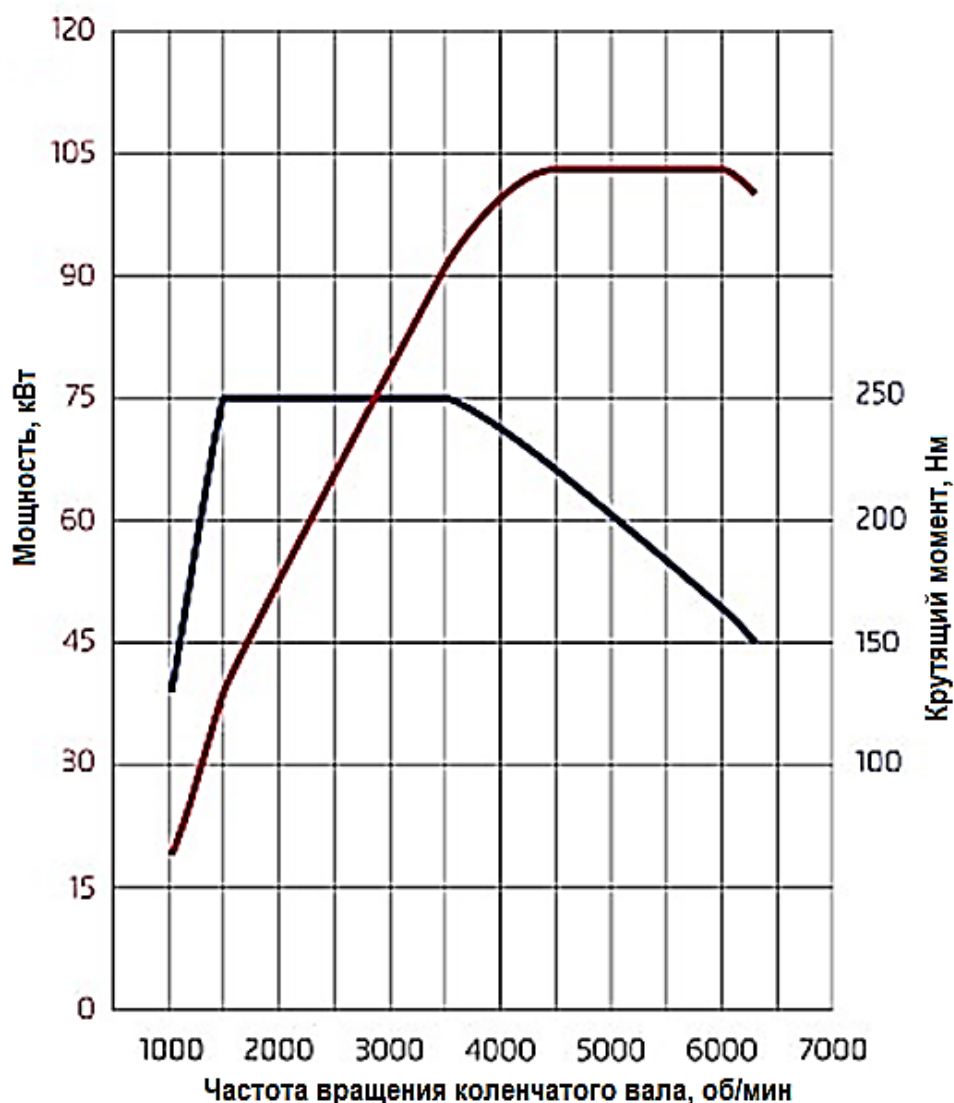


Рисунок А.8 - Внешняя скоростная характеристика двигателя 1.4 TSI MT Ambition

Вариант 12

Выполнить расчет основных параметров стенда для проверки тягово-экономических показателей автомобиля Шкода Октавия (двигатель 2.0 TDI DSG Style). Размерность колеса - 224/45R17. Передаточное число главной передачи – 3.043. Наружная колея - 1.744 м. Внутренняя колея – 1,295 м. Снаряженная масса автомобиля – 1352 кг. Распределение веса по передней и задней осям – 55х45. Толщину стенки полых роликов принять – 7 мм. Параметры инерционных масс стенда определять для двух случаев: $i_{PM}=1$ и $i_{PM}=0,3$.

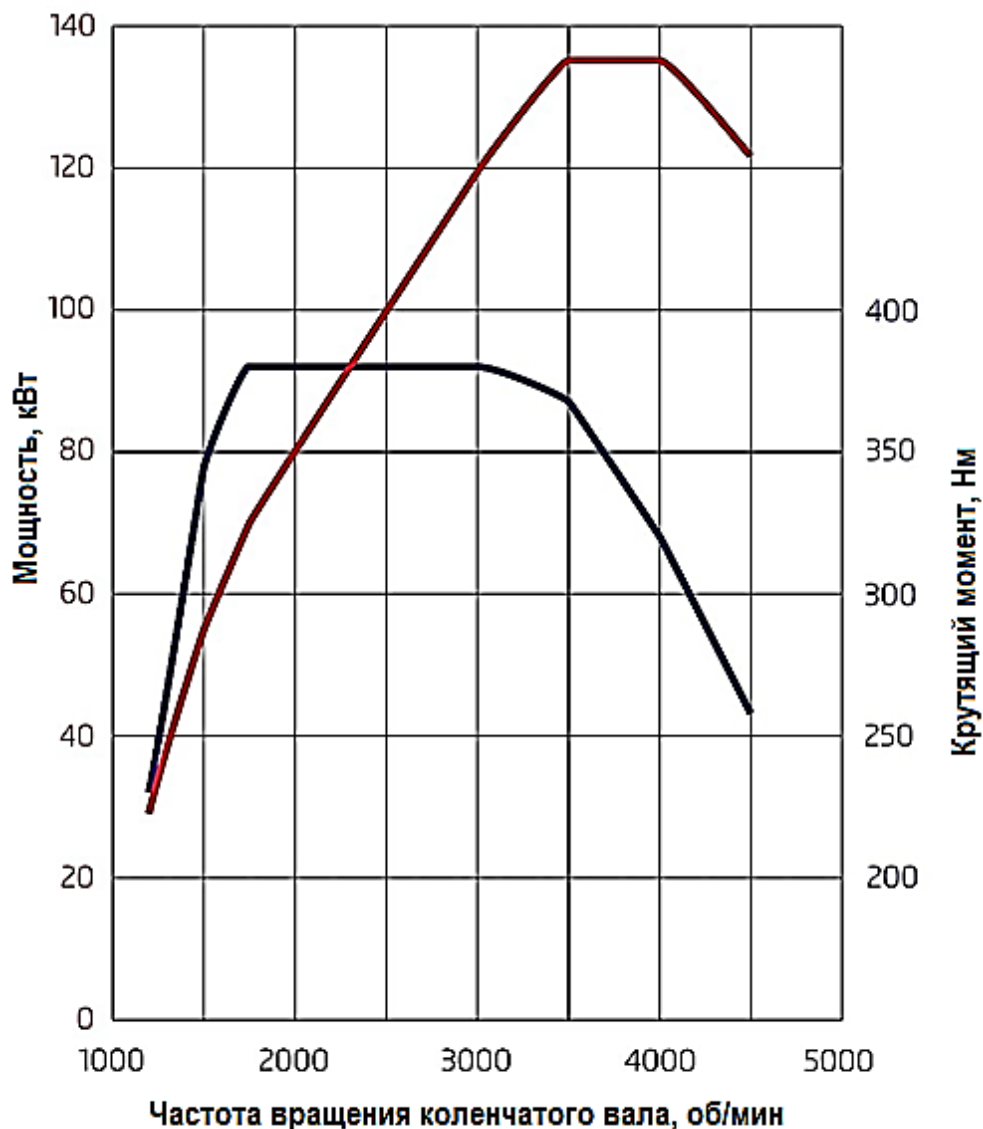


Рисунок А.9 - Внешняя скоростная характеристика двигателя 2.0 TDI DSG Style

Вариант 13

Выполнить расчет основных параметров стенда для проверки тягово-экономических показателей автомобиля Рено Логан (двигатель Рено К7М (1.6)). Размерность колеса - 185/65R15. Передаточное число главной передачи – 4,5. Наружная коlea - 1,733 м. Внутренняя коlea – 1,363 м. Снаряженная масса автомобиля – 1125 кг. Распределение веса по передней и задней осям – 55х45. Толщину стенки полых роликов принять – 7 мм. Параметры инерционных масс стенда определять для двух случаев: $i_{PM}=1$ и $i_{PM}=0,3$.

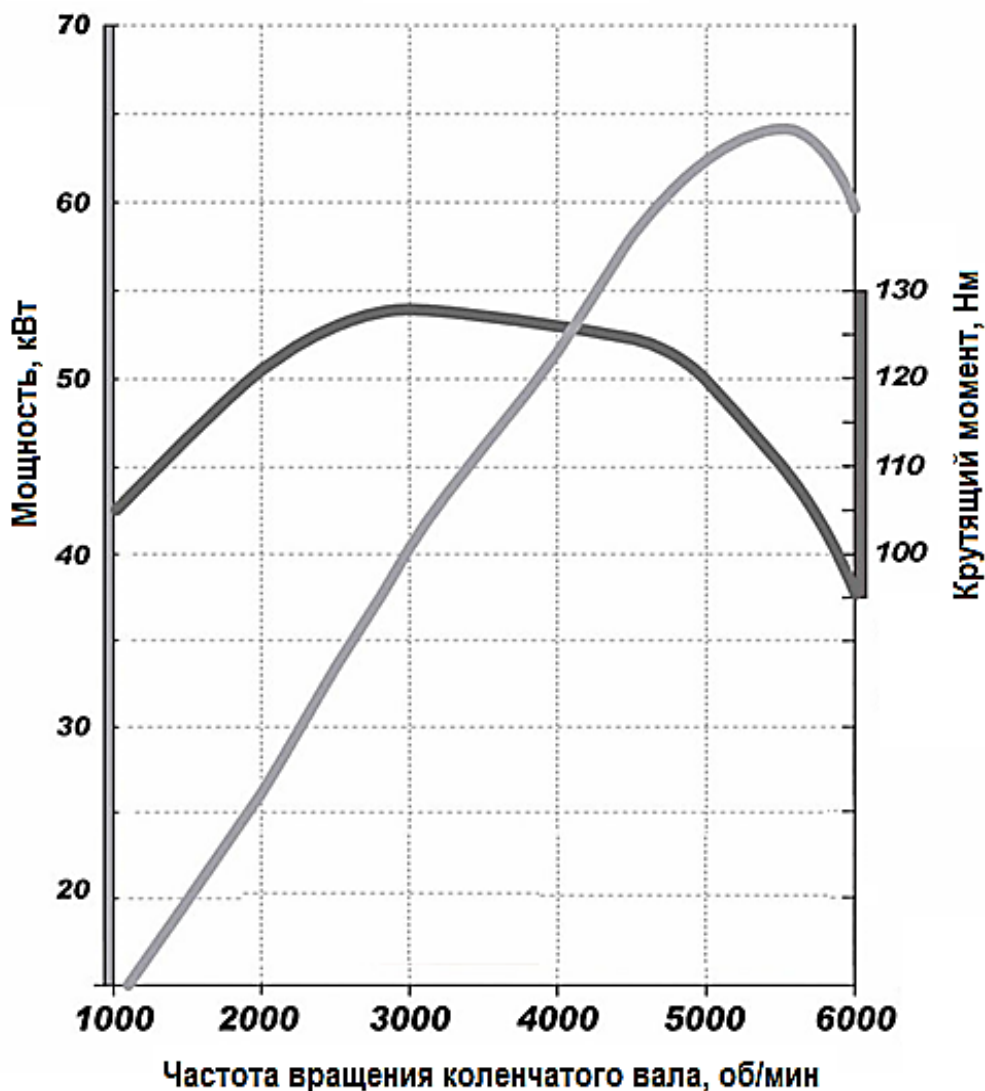


Рисунок А.10 - Внешняя скоростная характеристика двигателя Рено К7М

Вариант 14

Выполнить расчет основных параметров стенда для проверки тягово-экономических показателей автомобиля Фольксваген Гольф (двигатель BSE (1.6)). Размерность колеса - 195/65R15. Передаточное число главной передачи – 3,75. Наружная колея - 1,735 м. Внутренняя колея – 1,318 м. Снаряженная масса автомобиля – 1157 кг. Распределение веса по передней и задней осям – 55х45. Толщину стенки полых роликов принять – 7 мм. Параметры инерционных масс стенда определять для двух случаев: $i_{PM}=1$ и $i_{PM}=0,3$.

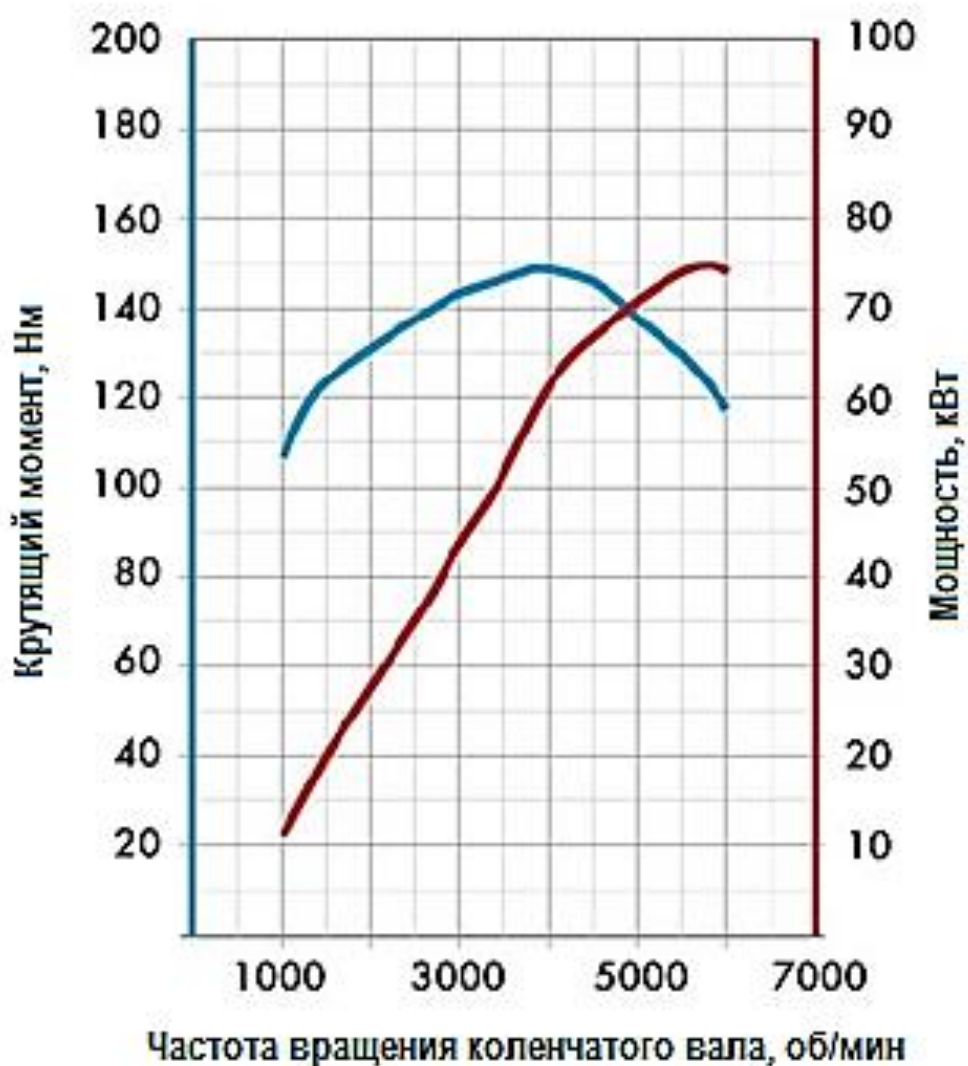


Рисунок А.11 - Внешняя скоростная характеристика двигателя BSE

Вариант 15

Выполнить расчет основных параметров стенда для проверки тягово-экономических показателей автомобиля Форд Фокус (двигатель Duratec TiVCT (1.6)). Размерность колеса - 205/55R15. Передаточное число главной передачи – 4,06. Наружная коlea - 1,749 м. Внутренняя коlea – 1,329 м. Снаряженная масса автомобиля – 1178 кг. Распределение веса по передней и задней осям – 55х45. Толщину стенки полых роликов принять – 7 мм. Параметры инерционных масс стенда определять для двух случаев: $i_{PM}=1$ и $i_{PM}=0,3$.

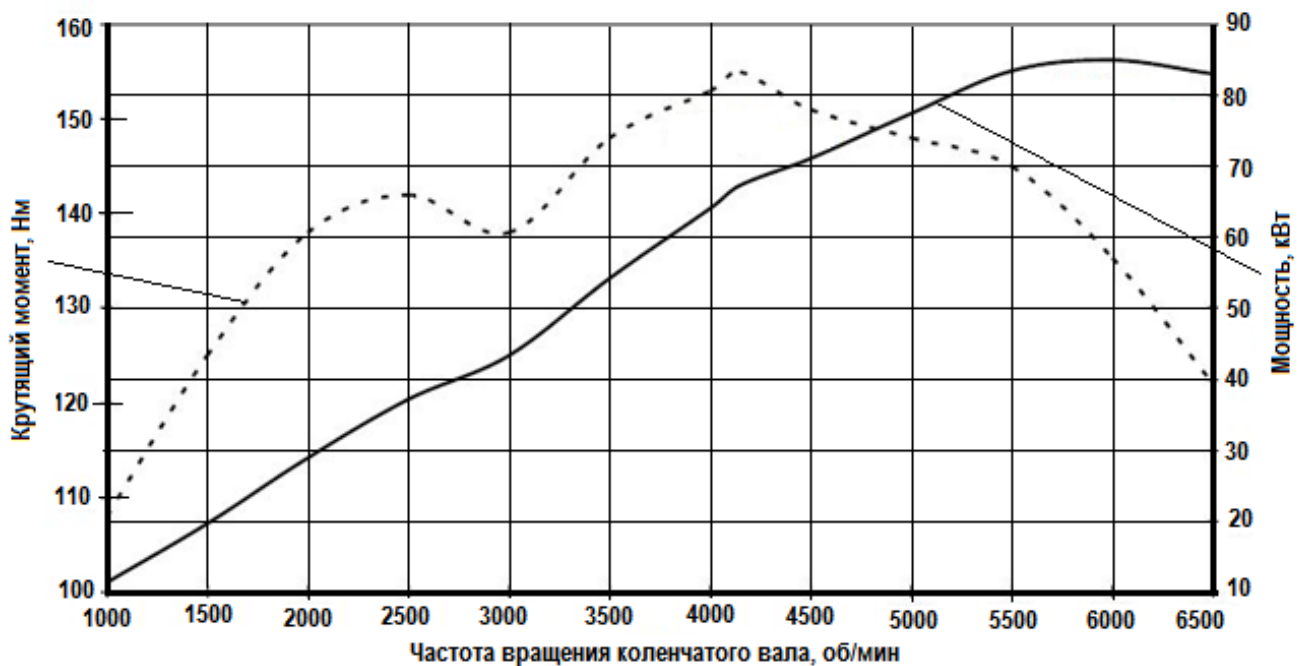


Рисунок А.12 - Внешняя скоростная характеристика двигателя Duratec TiVCT