

7. Bezjukov, O. K., V. A. Zhukov, and O. I. Jashhenko. "Dual-fuel engines on water transport." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O.Makarova* 6(28) (2014): 31–39.
8. Kirillov, N. G. *Szhizhennyj prirodnyj gaz kak universalnoe motornoe toplivo XXI veka: tehnologii proizvodstva i sistemy dolgosrochnogo hranenija*. M.: IRC «Gazprom», 2002.
9. Apkarov, Idris Adamovich, and Konstantin Konstantinovich Kolosov. "External indicators of various methods of mixture formation in small marine diesel engines." *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies* 2 (2011): 55–58.
10. Kirillov, N. G. "Problemy sozdaniya hranilishh SPG v Rossii." *Gasworld Rossija i SNG* 32 (2013): 32–33.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Кириллов Николай Геннадьевич —
доктор технических наук,
Заслуженный изобретатель РФ,
заместитель генерального директора
по перспективным разработкам
и защите интеллектуальной собственности.
ООО «НПО «Санкт-Петербургская
электротехническая компания»»
kirillov_ng@mail.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Kirillov Nikolay Gennadievich —
Dr. of Technical Sciences,
Honored Inventor of the Russian Federation,
Deputy General Director
of Advanced Engineering and Protection
of Intellectual Property
«NPO «Saint-Petersburg Electrotechnical
Company»»
kirillov_ng@mail.ru

Статья поступила в редакцию 24 февраля 2016 г.

УДК 621.432

**В. А. Жуков,
А. И. Яманин**

АНАЛИЗ АЛГОРИТМОВ РАСЧЕТА КИНЕМАТИКИ КРИВОШИПНО-ШАТУННЫХ МЕХАНИЗМОВ С ПРИЦЕПНЫМИ ШАТУНАМИ

Статья посвящена сравнительной оценке различных расчетных методик, применяемых для кинематического анализа кривошипно-шатунного механизма. Расчет кинематических параметров прицепных поршней кривошипно-шатунных механизмов V-образных двигателей по различным аналитическим алгоритмам способен приводить к существенным различиям результатов, что ведет к снижению точности динамического анализа механизма и прочностных расчетов деталей. С использованием различных аналитических методик и методов численного моделирования определены перемещение, ускорение поршня и гармонические составляющие ускорения для кривошипно-шатунного механизма судового дизеля M400, выполнено сравнение точности полученных результатов. На основании сравнения погрешностей результатов показана эффективность численного моделирования и анализа таких механизмов методами и средствами современной CAD/CAE-технологии. Использование методов и средств CAD/CAE-технологии позволяет повысить точность кинематических, динамических, прочностных расчетов и качество проектирования двигателей внутреннего сгорания.

Ключевые слова: кривошипно-шатунный механизм, прицепной шатун, поршень, аналитический алгоритм, численное моделирование и анализ, перемещение, ускорение поршня, судовой дизель, CAD/CAE-технологии.

KИНЕМАТИЧЕСКИЙ анализ кривошипно-шатунных механизмов (КШМ) двигателей внутреннего сгорания предшествует динамическому анализу КШМ и прочностным расчетам деталей КШМ. Точность результатов, полученных при кинематическом анализе, существенным образом влияет на достоверность определения сил, действующих в КШМ и корректность последующих прочностных расчетов деталей. В связи с этим актуальной является задача оценки точности различных расчетных методик, применяемых для кинематического анализа.

Одним из распространенных типов КШМ, применяемым в транспортных двигателях практически всех назначений, является механизм с прицепным шатуном. Такой механизм обладает рядом преимуществ по сравнению с прочими типами КШМ (уменьшение длины коленчатого вала и всего двигателя, некоторое увеличение рабочего объема бокового цилиндра и, следовательно, мощности, возможность создания звездообразных компоновочных схем и т. д.). Вместе с тем, известно, что законы движения поршня и шатуна бокового цилиндра отличаются от таковых для поршня и шатуна главного цилиндра. Это обстоятельство ранее осложняло динамический расчет двигателей с КШМ с прицепным шатуном.

Расчет кинематики таких двигателей рассмотрен в ряде работ прошлых лет [1] – [5]. Полученные авторами аналитические формулы используются при практических вычислениях до сих пор. Следует заметить, что при сходных допущениях (в частности, об описании кинематических параметров прицепного поршня двумя основными гармоническими составляющими) авторами этих работ приведены отличающиеся друг от друга формулы; различаются также входящие в эти формулы условные обозначения и т. п. В связи с этим предпринимается попытка сопоставления результатов расчета по различным алгоритмам.

В настоящее время кинематический расчет сложных механизмов может эффективно выполняться средствами CAD/CAE-технологий при помощи специализированных программных продуктов для исследования динамики механических систем [6], [7]. Целью проведенных исследований было сравнение точности результатов аналитического расчета с результатами, полученными численными методами.

На рис. 1 приведена схема КШМ с прицепным шатуном, используемая во всех упомянутых расчетных алгоритмах.

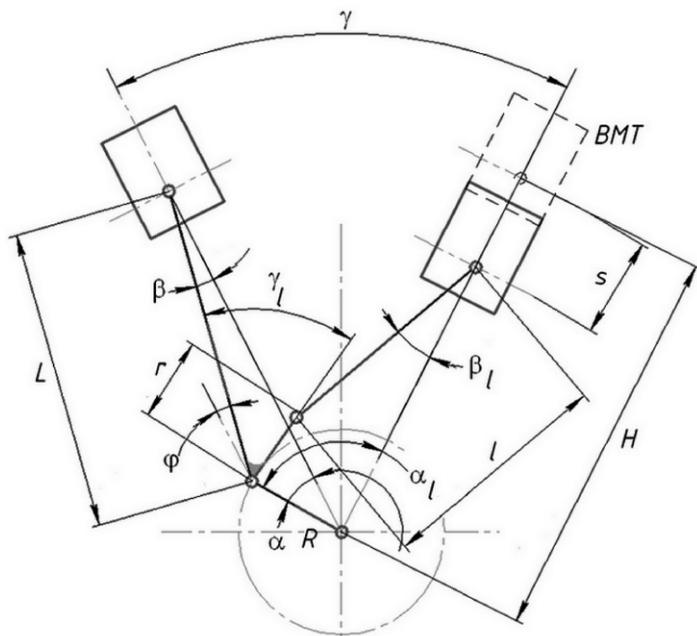


Рис. 1. Кинематическая схема КШМ с прицепным шатуном

Исходными данными к расчету служат значения радиуса кривошипа R , длины шатуна L , угла развала цилиндров γ , радиуса прицепа r , длины прицепного шатуна l и угла прицепа γ_l . Как правило, в V-образных двигателях $\gamma < \gamma_l$. Однако Е. Д. Львовым неравенство этих углов вообще предлагается не учитывать [8], что может приводить к значительным погрешностям.

В общем случае двигатель может быть выполнен с дезаксиалами главного и бокового цилиндров, которые в большинстве расчетных формул не учитывают; в нашем случае они тоже не будут учитываться. В ряде алгоритмов используется также размер L между центрами поршневой головки главного шатуна и прицепного соединения (рис. 2).

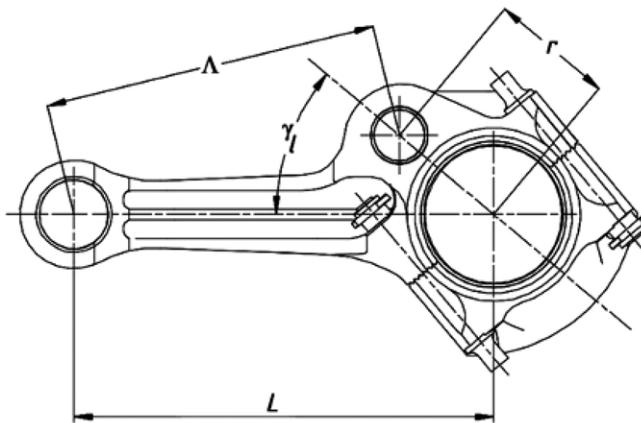


Рис. 2. Конструктивные размеры КШМ с прицепным шатуном

Угол поворота вала α отсчитывается от оси главного цилиндра до кривошипа (принимается, что вал вращается против часовой стрелки). В расчеты вводится также угол α_l , отсчитываемый от оси бокового цилиндра до кривошипа. Между углами α и α_l существует взаимосвязь $\alpha_l = \alpha + \gamma$. Кроме этого на рис. 1 указаны углы β и β_l отклонения главного и прицепного шатунов от осей соответствующих цилиндров. В начальный момент времени при $\alpha = 0^\circ$ поршень, связанный с главным шатуном, находится в верхней мертвоточке.

Как правило, при кинематическом анализе определяют зависимости от угла поворота кривошипа перемещений, скоростей и ускорений главного и прицепного поршней, угловых перемещений, угловых скоростей и угловых ускорений главного и прицепного шатунов, углы поворота коленчатого вала α_{11} и α_{12} , соответствующие положениям прицепного поршня в верхней и нижней мертвых точках. При анализе размеров механизма большинство алгоритмов предусматривают определение такого положения днища крышки бокового цилиндра, которое обеспечивает равенство значений степени сжатия в обоих цилиндрах.

При расчетах первоначально определяют ряд постоянных безразмерных коэффициентов и вспомогательных величин:

- 1) отношение радиуса кривошипа к длине главного шатуна $\lambda = R/L$;
- 2) отношение радиуса прицепа к длине прицепного шатуна $\lambda_l = r/l$;
- 3) отношение радиусов кривошипа и прицепа $\rho = R/r$;
- 4) разность углов прицепа и раз渲а цилиндров $\psi = \gamma_l - \gamma$;
- 5) коэффициент λ_1 .

И. Ш. Нейманом, а также В. Н. Ширяевым было использовано обозначение $\lambda L / l$. В большинстве других алгоритмов такое обозначение используется для отношения радиуса прицепа к длине прицепного шатуна. В связи с этим для величины $\lambda L / l$ будем использовать символ λ_1 .

Многие расчетные алгоритмы при определении закона движения прицепного поршня предусматривают определение его расстояния s от верхней мертвоточки до положения в данный момент времени, соответствующий углам α и α_l . Далее углы поворота главного и прицепного шатунов β и β_l выражаются иррациональными алгебраическими и тригонометрическими уравнениями, которые представляются в виде тригонометрических и/или степенных рядов. В большинстве случаев ограничиваются двумя низшими гармоническими составляющими последних. Большая часть расчетных алгоритмов опирается на упомянутую работу И. Ш. Неймана, но расчетные формулы в ряде случаев заметно отличаются, что, очевидно, объясняется разными способами выполнения упомянутых алгебраических и тригонометрических преобразований. Это в несколько меньшей степени сказывается на результатах расчета перемещений прицепного поршня, но приводит к достаточно заметным расхождениям при расчетах его ускорений и, следовательно, сил инерции.

Точный расчет перемещения и ускорения прицепного поршня предполагает предварительное определение угла поворота, угловой скорости и углового ускорения прицепного и главного

шатунов. Формулы для таких расчетов менее известны, в связи с чем многие авторы (И. А. Биргер и др.) указывают, что предпочтительнее использование приближенных выражений, а вывод аналитических формул для расчета гармонических составляющих высших порядков даже нецелесообразен. В случае необходимости их использования рекомендуется разложение в гармонический ряд результатов расчета s , w и проч. при помощи каких-либо инструментальных средств, численных методов и т. п. В ряде случаев (А. М. Кац, А. И. Володин) приводятся сходные по структуре окончательные расчетные формулы, однако некоторые из вспомогательных коэффициентов рассчитываются по разным выражениям [9] – [11].

Отличием алгоритма П. А. Истомина является то, что реальный КШМ с прицепным шатуном уподобляется фиктивному центральному механизму с неким приведенным радиусом кривошипа, поворачивающимся на величину приведенного угла поворота. Значения этих (и ряда других) приведенных параметров таковы, что в фиктивном центральном КШМ воспроизводится движение реального механизма с прицепным шатуном. Кроме того, П. А. Истоминым предложена формула для определения величины хода прицепного поршня S , тогда как во многих других случаях эта величина определяется при сортировке массива результатов расчета S . Другая формула того же назначения предложена также Н. К. Смольяниновым. От упомянутых алгоритмов несколько отличается алгоритм, описанный И. И. Холмаковым, в котором изначально предусматривается учет гармонических составляющих не только низших, но и высших порядков. Несколько иной способ определения кинематических параметров прицепного поршня предложен Е. А. Григорьевым [12]. В соответствии с упоминаемым алгоритмом вводится специальная система координат, связанная с боковым цилиндром, в которой и выражается перемещение прицепного поршня. Скорость и ускорение последнего определяются численным дифференцированием перемещения (подобный подход использован также М. В. Семеновым [13]).

Современные численные методы моделирования динамических систем решают подобные задачи на основе численного интегрирования дифференциальных уравнений движения их звеньев. При этом сами уравнения движения формируются автоматически на основе уравнений Лагранжа 1-го рода с учетом изменения кинетической энергии механизма, а их численное интегрирование выполняется методом Рунге – Кутта. Такие алгоритмы реализуются в среде многих профессиональных

программных продуктов (ADAMS, Cosmos Motion, UM, ФРУНД, модули динамического расчета систем Autodesk Inventor, NX, Creo Mechanical и др.¹). Этот подход рядом авторов признается более перспективным [14], [15].

По приведенным алгоритмам проведены расчеты перемещения и ускорения прицепного поршня судового двигателя типа ЧН18/20 с параметрами $R = 100$ мм, $L = 372$ мм, $r = 90$ мм, $l = 256$ мм, $\gamma = 60^\circ$, $\gamma_i = 66^\circ$, $\Lambda = 165$ мм, $\delta = 13,25^\circ$. Двигатели этой размерности (M400, M401) находят широкое применение на скоростных судах на подводных крыльях. Те же кинематические параметры определены численным методом с использованием твердотельных моделей КШМ (рис. 3).

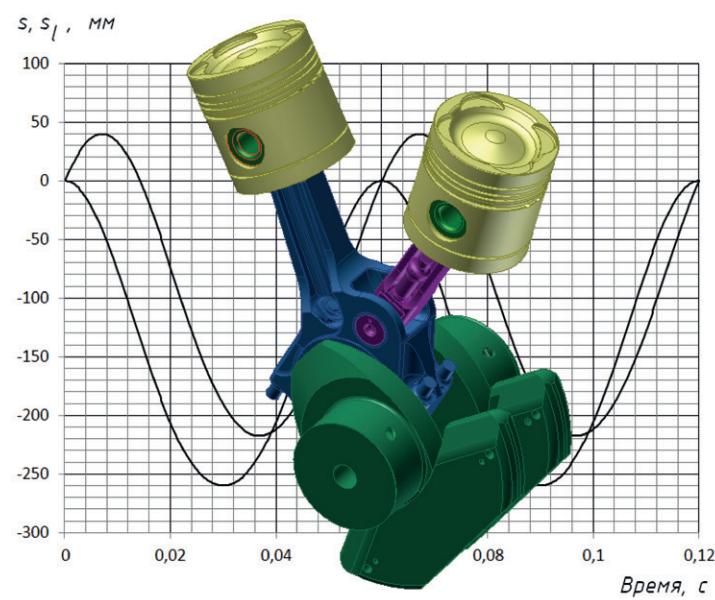


Рис. 3. Твердотельная модель V-образного отсека двигателя в среде динамического моделирования программного продукта Autodesk Inventor

¹ При моделировании и анализе механизмов в среде большинства упомянутых программных продуктов предусмотрен расчет кинетической энергии.

Результаты расчета перемещения прицепного поршня показаны на рис. 4, 5.

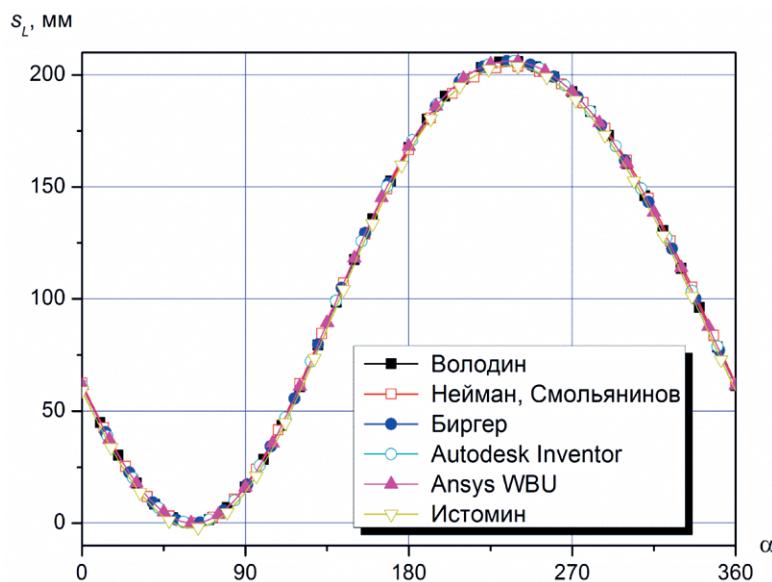


Рис. 4. Результаты аналитического и численного расчета перемещения прицепного поршня двигателя ЧН18/20

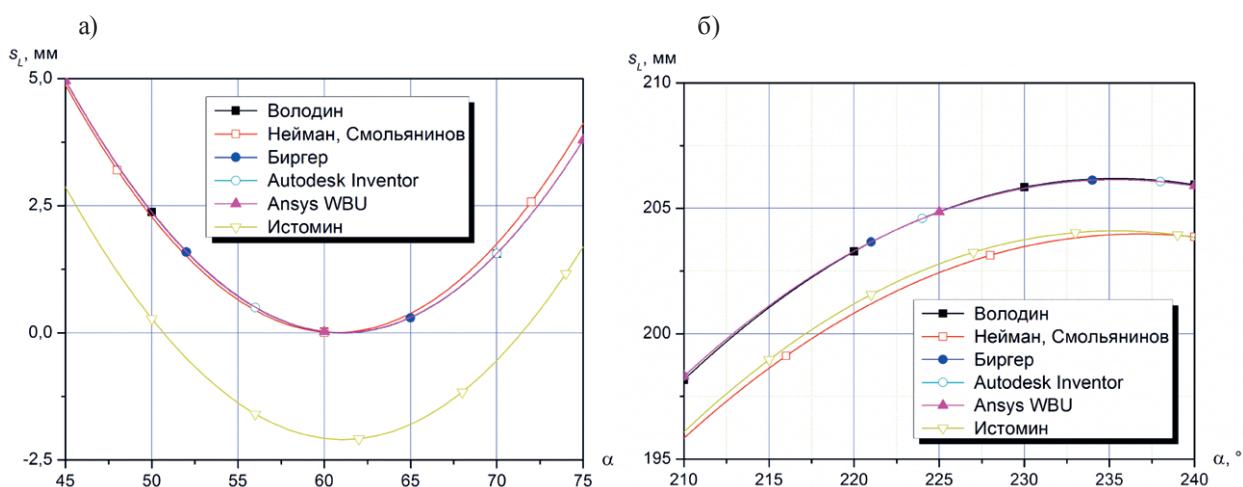


Рис. 5. Результаты аналитического и численного расчета перемещения прицепного поршня двигателя ЧН18/20 в области верхней (а) и нижней (б) мертвых точек

Видно, что при достаточно удовлетворительном совпадении общего характера протекания кривых $s = f(\alpha)$ по большинству аналитических алгоритмов (рис. 4) имеет место заметное различие результатов аналитических расчетов в области мертвых точек (рис. 5). Различаются (до 1,5 мм) как значения координат прицепного поршня, так и угла поворота вала, соответствующего положению поршня в мертвой точке. В связи с этим вопрос выбора расчетного алгоритма становится важным при разработке корректных алгоритмов электронного управления топливоподачей, а также для определения положения крышки цилиндра для обеспечения идентичности значений степени сжатия в главном и боковом цилиндрах. То же наблюдается и для ускорения прицепного поршня (рис. 6, 7, табл. 1).

Таблица 1

Величина хода прицепного поршня двигателя типа ЧН18/20, вычисленная по различным аналитическим алгоритмам и при численном моделировании, мм

Кац	Аналитические алгоритмы						Численное моделирование	
	Володин	Нейман, Смольяников	Биргер	Холмаков	Истомин	Autodesk Inventor	Ansys WBU	
206,20	206,20	204,00	206,15	204,08	206,20	206,15	206,15	

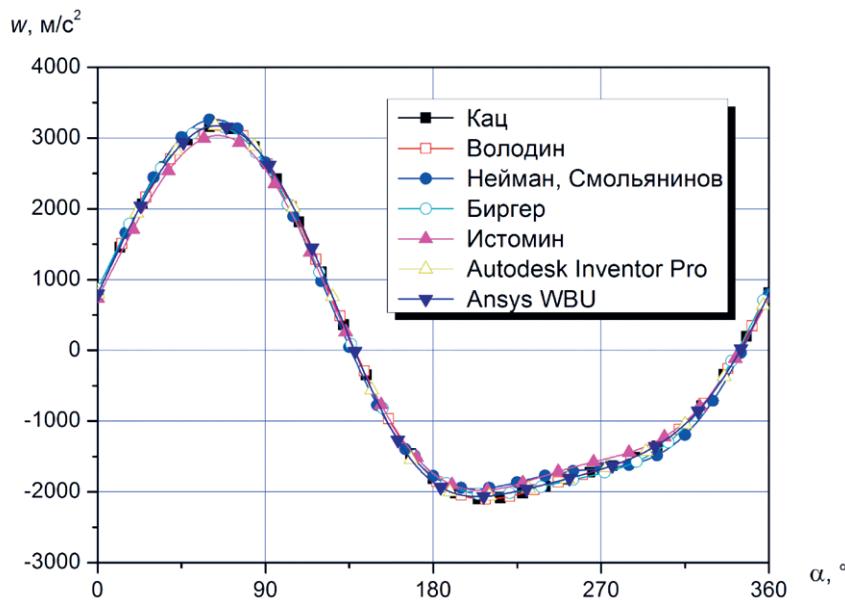


Рис. 6. Результаты аналитического и численного расчета ускорения прицепного поршня двигателя ЧН18/20

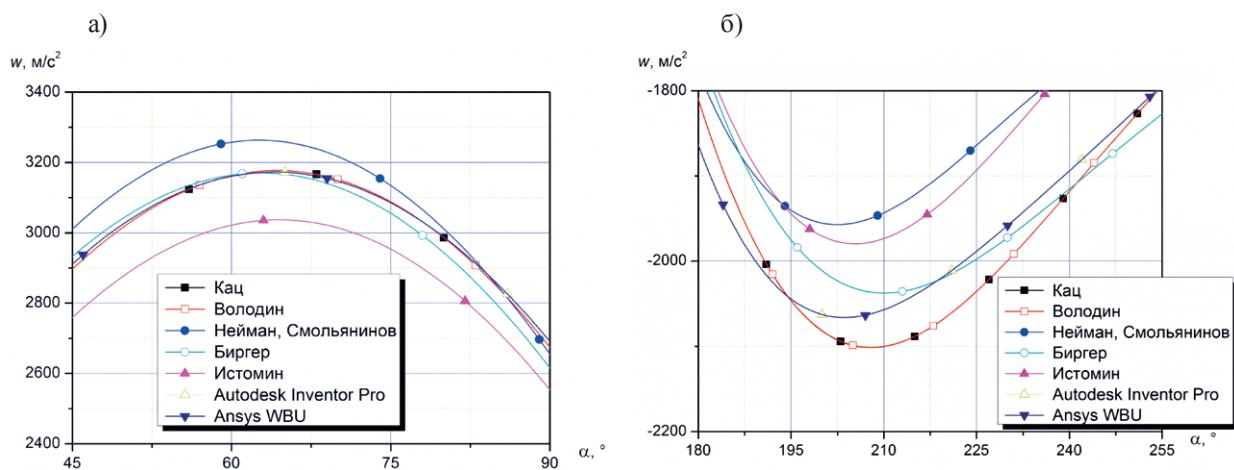


Рис. 7. Результаты аналитического и численного расчета ускорения прицепного поршня двигателя ЧН18/20 в области верхней (а) и нижней (б) мертвых точек

Следует заметить, что при этом результаты определения кинематических параметров прицепного поршня на основе численного моделирования практически совпадают (рис. 8, табл. 2).

Таблица 2

**Ускорение прицепного поршня двигателя ЧН18/20
при некоторых значениях угла поворота коленчатого вала, м/с²**

α, °	Численные модели		Аналитические расчеты	
	Inventor	Ansys WBU	Максимум	Минимум
0	797,6	797,6	870,7	735,9
45	2911,2	2911,3	3010,9	2759,3
90	2691,2	2691,3	2674,3	2136,8
180	-1863,9	-1863,0	-1777,4	-1810,0

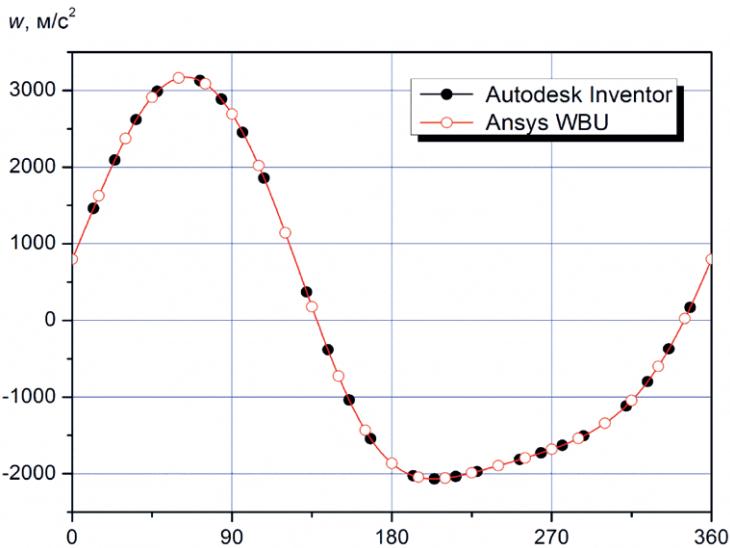


Рис. 8. Результаты численного расчета ускорения прицепного поршня двигателя ЧН18/20 в среде некоторых программных продуктов

Данное обстоятельство можно, по-видимому, объяснить тем, что при численном интегрировании уравнений движения в среде упомянутых программных продуктов учитываются не только низшие, но и высшие гармонические составляющие кинематических параметров прицепного поршня. Это подтверждается данными табл. 3, в которой представлены значения гармонических составляющих ускорения прицепного поршня дизеля, определенные по некоторым алгоритмам и при численном моделировании.

Практически тот же вывод был сделан по результатам расчетов и численного моделирования кинематики прицепного поршня двигателей другого назначения — тепловозного современного ЧН 26/26 (Россия, $R = 130$ мм, $L = 580$ мм, $r = 170$ мм, $l = 414$ мм, $\gamma = 42^\circ$, $\gamma_i = 40^\circ$, $n = 1000$ мин⁻¹) и авиационного Curtiss Conqueror V-1570 (США, 1924 – 1933 гг.; $R = 79,37$ мм, $L = 254$ мм, $r = 64,25$ мм, $l = 192,8$ мм, $\gamma = 60^\circ$, $\gamma_i = 66,5^\circ$, $n = 2400$ мин⁻¹) [16]. Расхождение величины ускорения прицепного поршня для некоторых значений угла поворота вала достигает 500 ... 750 м/с² для двигателя ЧН18/20; 100 ... 450 м/с² для двигателя ЧН26/26 и 1000 ... 1500 м/с² для двигателя Curtiss Conqueror¹. Такое различие в определении сил инерции способно приводить уже к погрешности вычисления нагрузок на шейки и подшипники двигателя.

Таблица 3

Гармонические составляющие A_k ускорения прицепного поршня дизеля ЧН18/20, м/с²

Алгоритм расчета, программный продукт	Порядок гармоники k			
	1	2	3	4
А. М. Кац	2540,9	658,6	—	—
И. А. Биргер	2540,2	641,5	—	—
П. А. Истомин	2396,5	662,8	—	—
А. И. Володин	2540,9	658,2	—	—
И. Ш. Нейман, Н. К. Смольянинов	2515,2	756,0	—	—
Autodesk Inventor	2542,0	686,2	19,2	28,9
Ansys WBU	2542,0	686,2	19,2	28,8

Примечание: Вычисленные значения составляющих ускорения третьего и четвертого порядков в выделенных цветом столбцах таблицы находятся в интервале 0,000008 ... 0,000024. По-видимому, такие значения могут быть отнесены к погрешностям вычислений.

¹ По данным В. Н. Ширяева, максимальные газовые силы в двигателе Curtiss Conqueror достигали 48 кН. При значениях ПДМ, связанной с прицепным поршнем, равном 1,76 кг (данные В. Н. Ширяева), силы инерции ПДМ могут отличаться (при расчетах по разным алгоритмам) на 3 ... 5 кН.

Полученные результаты позволяют заключить, что выбору расчетных алгоритмов следует уделить серьезное внимание. Учитывая современные возможности вычислительной техники и развитие специализированного программного обеспечения, возможно, следует рекомендовать более широкое использование для определения кинематических параметров прицепных поршней КШМ (а также для исследования механизмов, отличных от КШМ) методов численного моделирования динамики с последующим определением соответствующих гармонических составляющих. Более широкое применение CAD/CAE-технологий для проведения кинематического и динамического анализа кривошипно-шатунных механизмов двигателей внутреннего сгорания позволит с большей точностью выполнять прочностные расчеты и повысит качество проектирования. Возможно, учитывая современный уровень развития измерительной техники, полезной для подтверждения достоверности расчетов может оказаться соответствующая опытная проверка.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Нейман И. Ш. Динамика и расчет на прочность авиационных моторов: справочник / И. Ш. Нейман. — М.-Л.: ОНТИ НКТП СССР. Государственное авиационное и автотракторное изд-во, 1933. — 262 с.
2. Биргер И. А. Авиационные поршневые двигатели: кинематика, динамика и расчет на прочность / И. А. Биргер, Н. И. Дружинин, В. К. Житомирский [и др.]. — М.: Государственное изд-во обороны промышленности, 1950. — 870 с.
3. Истомин П. А. Динамика судовых двигателей внутреннего сгорания / П. А. Истомин. — Л.: Судостроение, 1966. — 280 с.
4. Холмаков И. И. Динамика авиационных двигателей / И. И. Холмаков. — М.-Л.: Государственное изд-во обороны промышленности, 1938. — 148 с.
5. Бортников М. Т. Авиационные двигатели / М. Т. Бортников, В. Д. Владимиров, Ю. В. Вульфович [и др.]. — М.: Машгиз, 1951. — 244 с.
6. Berkemer J. Fortschritte in der gekoppelten Simulation von Maschinendynamik und Antriebsregelung / J. Berkemer // Fortschritte in der Regelungs- und Antriebstechnik, Lageregelseminar. — Stuttgart, 2004.
7. Махов А. А. Моделирование механических систем с помощью пакета расширения SimMechanics [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://exponenta.ru/educat/systemat/mahov/simmechanics.asp> (дата обращения: 17.12.2015).
8. Львов Е. Д. Динамика поршневых двигателей / Е. Д. Львов. — М.-Л.: ОНТИ НКТП СССР. Главная редакция автотракторной литературы, 1936. — 274 с.
9. Найденко О. К. Динамика корабельных энергетических установок с двигателями внутреннего сгорания / О. К. Найденко. — Л.: Изд-во ВМА, 1974. — 538 с.
10. Андреевский Н. А. Дизели: Справочное пособие конструктора / Н. А. Андреевский, С. М. Баранов, В. А. Ваншайдт [и др.]. — М.-Л.: Машгиз, 1957. — 442 с.
11. Володин А. И. Локомотивные двигатели внутреннего сгорания / А. И. Володин. — М.: Транспорт, 1979. — 239 с.
12. Григорьев Е. А. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма двигателя / Е. А. Григорьев. — Волгоград: Изд-во ВолгГТУ, 2004. — 105 с.
13. Семенов М. В. Уравновешивание механизмов авиационных моторов / М. В. Семенов. — Л.: Изд-во ЛКВВИА, 1947. — 122 с.
14. Горобцов А. С. Расчетные задачи динамики систем твердых и упругих тел в программном комплексе ФРУНД / А. С. Горобцов, С. В. Солоденков // Машиностроение и инженерное образование. — 2008. — № 4. — С. 31–38.
15. Яманин А. И. Программные продукты для исследования динамики механических систем / А. И. Яманин // Вестник компьютерных и информационных технологий. — 2004. — № 1. — С. 34–40.
16. Ширяев В. Н. Кинематика, динамика и расчет на прочность кривошипного механизма авиамотора Кертисс Конкверор / В. Н. Ширяев. — М.-Л.: Отдел изд-ва Наркомвоенмора, 1933. — 139 с.

THE ANALYSIS OF ALGORITHMS FOR CALCULATION OF KINEMATICS OF CRANKSHAFT-ROD MECHANISM WITH THE COUPLED CONNECTING-RODS

The article is devoted to comparative estimation of different calculation methods for kinematic analysis of crankshaft-rod mechanism. Calculation of kinematic parameters of coupling pistons in crankshaft-rod mechanism of V-model engines by different analytical algorithms can lead to significant differences of results. It will be cause of low exactness of dynamic analysis of mechanism and calculation of detail's mechanical strength. Displacement of piston, its acceleration and harmonic composition of acceleration were received with using of different analytical methods and methods of numerical simulation. Calculations and comparative of results were realized for crankshaft-rod mechanism of ship diesel engine M400. The effectiveness of numerical models and analysis of crankshaft-rod mechanism by methods and means of modern CAD/CAE-technologies was shown on the basis of comparative of result's inaccuracy. Application of methods and means of modern CAD/CAE-technologies guarantee supply of increase exactness of kinematic, dynamic, detail's mechanical strength and quality of designing of internal combustion engines.

Keywords: Slave connecting crankshaft-rod mechanism, coupling rod, piston, analytical algorithm, numerical simulation and analysis, displacement, acceleration of piston, ship diesel engines, CAD/CAE-technologies.

REFERENCES

1. Neyman, I. Sh. *Dinamika I raschet na prochnost aviacionnykh motorov: Spravochnik*. M.-L.: ONTI NKTP SSSR – Gosudarstvennoe aviacionnoe avtomotornoe izdatelstvo, 1933.
2. Birger, I. A., N. I. Druzhinin, M. K. Zhitomirsky, et al. *Aviacionnye porshnevyye dvigateli: Kinematica, dinamika I raschet na prochnost*. M.: Gosudarstvennoe izdatelstvo oboronnoy promyshlennosti, 1950.
3. Istomin, P. A. *Dinamika cudovykh dvigateley vnutrennego sgoraniya*. L.: Sudostroyenie, 1966.
4. Kholmakov, I. I. *Dinamika aviacionnykh dvigateley*. M.-L.: Gosudarstvennoe izdatel'stvo oboronnoy promyshlennosti, 1938.
5. Bortnikov, M. T., V. D. Vladimirov, Yu. V. Vul'fovich, et al. *Aviacionnye dvigateli*. M.: Mashgiz, 1951.
6. Berkemer J. "Fortschritte in der gekoppelten Simulation von Maschinendynamik und Antriebsregelung." *Fortschritte in der Regelungs- und Antriebstechnik, Lageregelseminar*. Stuttgart, 2004.
7. Makhov, A. A. Modelirovaniye mekhanicheskikh system s pomoshchyu paketa rasshireniya SimMechanics. Web. 17.12.2015 <<http://exponenta.ru/educat/systemat/mahov/simmechanics.asp>> – 2009>.
8. Lvov, E. D. *Dinamika porshnevykh dvigateley*. M.-L.: ONTI NKTP SSSR – Glavnaya redakciya avtomotornoy literatury, 1936.
9. Naydenko, O. K. *Dinamika korabelnyh jenergeticheskikh ustroystv s dvigateljami vnutrennego sgoraniya*. L.: Izd-vo VMA, 1974.
10. Andreyevsky, N. A., S. M. Baranov, V. A. Vansheydt, et al. *Dizeli: Spravochnoye posobie konstruktora*. L.: Mashgiz, 1957.
11. Volodin, A. I. *Locomotivnye dvigateli vnutrennego sgoraniya*. M.: Transport, 1979.
12. Grigor'ev, E. A. *Kinematika I dinamika krivoshipno-shatunnogo mehanizma dvigateley*. Volgograd: Izd-vo VGTU, 2004.
13. Semenov, M. V. *Uravneniye mehanizmov aviacionnykh motorov*. L.: Izd-vo LKVIA, 1947.
14. Gorobtsov, A.S., and S. V. Solodyonkov. "FRUND - the Software Package for the Dynamic Simulation of the Rigid and Flexible Bodies Systems." *Mechanical Engineering and Engineering Education* 4 (2008): 31–38.
15. Yamanin, A. I. "Programmnye produkty dlya issledovaniya dinamiki mekhanicheskikh system." *Vestnik komp'iuternykh i informatsionnykh tekhnologii* 1 (2004): 34–40.
16. Shiryaev, V. N. *Kinematika, dinamika I raschet na prochnost krivoshipnogo mehanizma aviamotora Curtiss Conqueror*. M.-L.: Otdel izdatelstva Narkomvoenmora, 1933.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Жуков Владимир Анатольевич —
доктор технических наук, доцент.
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени
адмирала С. О. Макарова»
va_zhukov@rambler.ru, zhukovva@gumrf.ru
Яманин Александр Иванович —
доктор технических наук, профессор
ФГБОУ ВО «ЯГТУ»
yamaninai@ystu.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Zhukov Vladimir Anatolevich —
Dr. of Technical Sciences, associate professor.
Admiral Makarov State University
of Maritime and Inland Shipping
va_zhukov@rambler.ru, zhukovva@gumrf.ru
Yamanin Alexander Ivanovich —
Dr. of Technical Sciences, professor.
Yaroslavl State Technical University
yamaninai@ystu.ru

Статья поступила в редакцию 17 февраля 2016 г.

УДК 621. 830. 62

**Е. Н. Андрианов,
А. Н. Иванов**

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СХЕМ КОНКУРЕНТОСПОСОБНЫХ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ КРАНОВЫХ И СУДОВЫХ ПРИВОДОВ

В статье рассматриваются приводы, содержащие планетарно-дифференциальные механизмы, которые обеспечивают разделение общей мощности одного двигателя на два потока с заданным соотношением крутящих моментов и частоты вращения выходных валов. Подобные приводы машин позволяют не только уменьшить размеры и общую массу привода и сопряженных с ним узлов, но и существенно расширить их функциональные свойства. В общем случае, проектирование распределителя решается таким образом, чтобы конструктор, выбрав ту или иную схему, знал, что он не упустил более простой или более удовлетворяющей назначению схемы. С этой целью создан список структур распределителя и получены зависимости с применением безразмерных силовых и скоростных параметров, определяющие их общие свойства. Изложенные принципы проектирования могут быть использованы при создании специальных крановых и судовых механизмов.

Ключевые слова: распределитель момента, структура, проектирование, планетарный механизм, дифференциальная передача, механизм передвижения, крутонаклонные конвейеры, гребные винты противоположного вращения.

ВНЕДРЕНИЕМ в приводы машин дифференциально-планетарных передач появилась возможность не только уменьшить размеры и общую массу привода и сопряженных с ним узлов, но и существенно расширить их функциональные свойства. В частности, дифференциальные механизмы исключают циркуляцию энергии и пробуксовку ленты в конвейерах с двухбарабанным приводом [1]; исключают циркуляцию энергии и проскальзывание ходовых колес в механизмах передвижения машин, резко уменьшая износ ходовых колес из-за различия средних значений радиусов катания [2] – [4]; позволяют учитывать несоответствия линейных скоростей и тяговых усилий грузонесущих элементов, вследствие вытяжки и износа цепи и ленты ленточно-цепного крутонаклонного конвейера [5].

Использование дифференциальных механизмов для привода соосных винтов противоположного вращения в главных судовых установках обеспечивает их более высокую гидродинамическую эффективность и устойчивость к кавитации по сравнению с одиночным винтом равного диаметра [6] – [8]. В частности, огромный интерес у участников Международной выставки судостроительной промышленности и морского дела, которая проходила в Афинах с 2 по 6 июня 2014 г.