



Міністерство освіти і науки України
Одеський національний морський університет
Навчально-науковий інститут морського флоту
Кафедра «Суднові енергетичні установки і технічна експлуатація»

За підтримкою судноплавної компанії «Укрферрі»



МАТЕРІАЛИ

III МІЖНАРОДНОЇ
НАУКОВО-ПРАКТИЧНОЇ МОРСЬКОЇ
КОНФЕРЕНЦІЇ КАФЕДРИ СЕУ І ТЕ
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВОГО ІНСТИТУТУ
МОРСЬКОГО ФЛОТУ
ОДЕСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО МОРСЬКОГО
УНІВЕРСИТЕТУ

MPP&O-2021

Одеса – 2021

Конференція «Marine Power Plants and Operation 2021» (MPP&O-2021) присвячена 90-річному ювілею судномеханічного факультету Одеського національного морського університету та кафедри суднових енергетичних установок і технічної експлуатації (СЕУ і ТЕ).

Мета проведення конференції – аналіз актуальних проблем сучасної суднової енергетики і технічної експлуатації суднових енергетичних установок, а також супутніх тем; обмін досвідом колег технічних закладів вищої освіти і технічних фірм України та зарубіжжя.

Напрями конференції: технічна експлуатація суднових енергетичних установок; технічне обслуговування і ремонт суден; сучасні технології в двигунобудуванні; експлуатація суднового електрообладнання та засобів автоматики; морські гідротехнічні споруди; транспортні системи і морська логістика; підготовка фахівців морського транспорту.

The “Marine Power Plants and Operation 2021” (MPP&O-2021) conference is dedicated to the 90th anniversary of the Faculty of Marine Engineering of Odessa National Maritime University and the Department of Ship Power Plants and Technical Operation (SPP and TO).

The aim of the conference is to analyze actual problems of modern ship power engineering, technical operation of ship power plants and related topics; experience exchange of colleagues of Ukrainian and foreign technical universities and technical companies.

Directions of the conference: technical operation of marine power plants; maintenance and repair of ships; modern engine technology; operation of ship’s electrical and automation equipment; marine hydraulic engineering constructions; transportation systems and maritime logistics; training of maritime transport specialists.

Конференция «Marine Power Plants and Operation 2021» (MPP&O-2021) посвящена 90-летию юбилею судомеханического факультета Одесского национального морского университета и кафедры судовых энергетических установок и технической эксплуатации (СЭУ и ТЭ).

Цель проведения конференции – анализ актуальных проблем современной судовой энергетики и технической эксплуатации судовых энергетических установок, а также сопутствующих тем; обмен опытом коллег технических заведений высшего образования и технических фирм Украины и зарубежья.

Направления конференции: техническая эксплуатация судовых энергетических установок; техническое обслуживание и ремонт судов; современные технологии в двигателестроении; эксплуатация судового электрооборудования и средств автоматики; морские гидротехнические сооружения; транспортные системы и морская логистика; подготовка специалистов морского транспорта.

**МАТЕРІАЛИ
ІІІ МІЖНАРОДНОЇ НАУКОВО-ПРАКТИЧНОЇ
МОРСЬКОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ
КАФЕДРИ СЕУ І ТЕ ОДЕСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО
МОРСЬКОГО УНІВЕРСИТЕТУ**

<https://doi.org/10.13140/RG.2.2.36574.15681>

Квітень 2021

**MATERIALS OF
THE III INTERNATIONAL MARITIME SCIENTIFIC
CONFERENCE OF THE SHIP POWER PLANTS AND
TECHNICAL OPERATION DEPARTMENT
OF ODESSA NATIONAL MARITIME UNIVERSITY**

<https://doi.org/10.13140/RG.2.2.36574.15681>

April 2021

**МАТЕРИАЛЫ
ІІІ МЕЖДУНАРОДНОЙ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКОЙ
МОРСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ
КАФЕДРЫ СЭУ И ТЭ ОДЕССКОГО
НАЦИОНАЛЬНОГО МОРСКОГО УНИВЕРСИТЕТА**

<https://doi.org/10.13140/RG.2.2.36574.15681>

Апрель 2021

Конференція MPP&O-2021 внесена до переліку міжнародних та всеукраїнських наукових конференцій здобувачів вищої освіти та молодих учених Міністерства освіти і науки України на 2021 рік: лист ІМЗО від 19.01.2021 № 22.1/10-83 «Про Перелік міжнародних, всеукраїнських науково-практичних конференцій здобувачів вищої освіти і молодих учених», с. 45, № 94



Одеса – 2021

УДК 37.091.12:005.745.08

МЗ4

МЗ4 **Матеріали** III Міжнародної науково-практичної морської конференції кафедри СЕУ і ТЕ Одеського національного морського університету, квітень 2021. – Х.: Видавництво Іванченка І. С., 2021. – 546 с.

ISBN 978-617-7879-69-4.

У збірнику представлено матеріали III Міжнародної науково-практичної морської конференції кафедри суднових енергетичних установок і технічної експлуатації (СЕУ і ТЕ) Одеського національного морського університету (МРР&О-2021). Конференцію було присвячено 90-річному ювілею судномеханічного факультету Одеського національного морського університету та кафедри суднових енергетичних установок і технічної експлуатації (СЕУ і ТЕ), висвітленню актуальних питань морської енергетики і супутніх тем.

УДК 37.091.12:005.745.08

Матеріали конференції не піддаються зовнішньому рецензуванню і публікуються згідно з поданими авторами оригіналами. Редакція не несе відповідальності за науковий зміст матеріалів. Редакція зберігає право на коректорську правку і зміну форматування зі збереженням авторського стилю і змісту опублікованого матеріалу.

ISBN 978-617-7879-69-4

©Одеський національний
морський університет, 2021.
©Кафедра СЕУ і ТЕ, 2021.

Організатори

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ МОРСЬКИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ОНМУ),
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ МОРСЬКОГО ФЛОТУ,
КАФЕДРА «СУДНОВІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ І ТЕХНІЧНА
ЕКСПЛУАТАЦІЯ» (СЕУ І ТЕ)
СУДНОПЛАВНА КОМПАНІЯ «УКРФЕРРІ»

Організаційний комітет

Голова:

Р. А. Варбанець – зав. кафедри «Суднові енергетичні установки і технічна експлуатація» ОНМУ, д.т.н., професор.

Почесні голови:

О. М. Курлянд – президент судноплавної компанії «Укрферрі», к.е.н.;

С. В. Руденко – ректор ОНМУ, д.т.н., професор;

О. М. Шумило – проректор з навчально-організаційної роботи ОНМУ, професор ОНМУ, к.т.н., доцент.

Члени організаційного комітету:

Н. І. Александровська – доцент кафедри «Суднові енергетичні установки і технічна експлуатація» ОНМУ, к.т.н., доцент;

П. М. Беленький – технічний директор судноплавної компанії «Укрферрі»;

О. А. Вассерман – професор кафедри «Суднові енергетичні установки і технічна експлуатація» ОНМУ, д.т.н., професор;

О. В. Кириллова – зав. кафедри «Експлуатація портів і технологія вантажних робіт» ОНМУ, д.т.н., професор;

Р. С. Моргенштерн – директор з питань розвитку та маркетингу «Укрферрі»;

О. О. Немчук – проректор з наукової роботи ОНМУ, к.т.н., доцент;

Ю. О. Никифоров – зав. кафедри «Технічне обслуговування та ремонт суден» ОНМУ, професор ОНМУ, к.т.н., доцент;

С. П. Оніщенко – директор Навчально-наукового інституту морського бізнесу ОНМУ, д.е.н., професор;

М. Я. Постан – зав. кафедри «Менеджмент і маркетинг» ОНМУ, д.е.н., професор;

І. В. Савельєва – зав. кафедри «Підприємництво та туризм» ОНМУ, д.е.н., професор;

С. Я. Соломатін – професор кафедри «Суднові енергетичні установки і технічна експлуатація» ОНМУ, к.т.н., доцент;

О. Г. Шибаєв – зав. кафедри «Експлуатація флоту і технологія морських перевезень» ОНМУ, д.т.н., професор;

В. О. Яровенко – зав. кафедри «Експлуатація суднового електрообладнання та засобів автоматики» ОНМУ, д.т.н., професор.

ЗМІСТ

СЕКЦІЯ 1. «Технічна експлуатація суднових енергетичних установок», «Технічне обслуговування і ремонт суден», «Сучасні технології в двигунобудуванні», «Експлуатація суднового електрообладнання та засобів автоматики»	10
Р. А. Варбанець, В. І. Залож, Ю. М. Кучеренко, В. І. Кирнац, С. І. Крайчева, В. Г. Абросімов. Особливості аналітичної синхронізації даних моніторингу робочого процесу транспортних дизелів в умовах експлуатації	11
D. S. Minchev. Simulation and Analysis of the Internal Combustion Engines Pressure Waves Charging	22
О. В. Бажак, А. І. Найдьонов. Формалізація процесу відновлення устаткування засобів річкового та морського транспорту	28
А. Э. Хрулев, А. В. Сараев. Закономерности изменения боковой силы, действующей на поршень в кривошипно-шатунном механизме при чрезмерных нагрузках, вызванных нарушением условий эксплуатации	32
А. А. Вассерман, А. Г. Слынько. Сравнение циклов газотурбинных установок с изобарным и изохорным подводом теплоты	38
О. М. Шумило, О. М. Кононова. Комплексна оцінка фізичного зношування морських суден	44
В. В. Іванов, С. В. Іванова, Г. В. Налева. Автоматизація проектування підшипників ковзання суднових енергетичних установок	49
Я. Б. Волянська, С. М. Волянський, О. А. Онищенко. Підвищення ефективності експлуатації електрорушійних комплексів багатоцільових автономних плавальних апаратів	53
А. В. Ерыганов, В. С. Глебов. Изменение значения угла нулевого баланса для приводных двигателей генераторов переменного тока	58
В. О. Маулевич, Р. А. Варбанець, С. П. Псарюк, Д. І. Лацюк, І. П. Крижановська. Методи визначення основних діагностичних параметрів робочого процесу транспортних дизелів в експлуатації	62
В. П. Савчук, Д. О. Зінченко, А. І. Котов, А. К. Дзигар. Моделювання робочих параметрів мотилевих підшипників малообертового суднового дизельного двигуна	65
Р. А. Варбанець, В. І. Кирнац, В. І. Холденко, Р. О. Брусник. Аналіз роботи клапана FIVA MAN ME в середовищі AVL BOOST	69
Л. В. Кошарская, Ю. А. Никифоров, С. Ю. Володин. Перспектива использования литиево-ионных аккумуляторных батарей на судах морского флота	75
В. И. Шахов. Повышение надежности судовых гребных валов	94
І. В. Парсаданов, О. П. Строков, В. О. Козак, Д. С. Шкетник. Підвищення ефективності малогабаритного двигуна дизель-генераторної установки	102
О. В. Білова, Т. С. Кагадій, Ю. О. Білова. Метод збурення при дослідженні конструкцій з шаруватих армованих композитів	110

Information about authors

Bazhak Olga Valeriyivna – Graduate Student, State University of Infrastructure and Technologies (Kyiv).

Naydenov Andriy Ihorovych – Graduate Student, Danube Institute of the National University “Odessa Maritime Academy” (Izmail).

Сведения об авторах

Бажак Ольга Валерьевна – аспирант, Государственный университет инфраструктуры и технологий (Киев).

Найденов Андрей Игоревич – аспирант, Дунайский институт Национального университета «Одесская морская академия» (Измаил).

УДК 621.431

**ЗАКОНОМЕРНОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ БОКОВОЙ СИЛЫ,
ДЕЙСТВУЮЩЕЙ НА ПОРШЕНЬ В КРИВОШИПНО-ШАТУННОМ
МЕХАНИЗМЕ ПРИ ЧРЕЗМЕРНЫХ НАГРУЗКАХ, ВЫЗВАННЫХ
НАРУШЕНИЕМ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

А. Э. Хрулев, А. В. Сараев***

**Международное моторное бюро, **Харьковский национальный
автомобильно-дорожный университет*

**ЗАКОНОМІРНОСТІ ЗМІНИ БІЧНОЇ СИЛИ, ЩО ДІЄ НА ПОРШЕНЬ У
КРИВОШИПНО-ШАТУННОМУ МЕХАНІЗМІ ПРИ НАДМІРНИХ
НАВАНТАЖЕННЯХ, ВИКЛИКАНИХ ПОРУШЕННЯМ УМОВ
ЕКСПЛУАТАЦІЇ**

О. Е. Хрулев, О. В. Сараев***

**Міжнародне моторне бюро, **Харківський національний автомобільно-
дорожній університет*

**REGULARITIES OF PISTON-SIDE FORCE CHANGE IN CRANK
MECHANISM UNDER EXCESSIVE LOADS CAUSED BY BREAKAGE OF
OPERATING CONDITIONS**

О. Е. Khrulev, О. V. Sarayev***

**International Motor Bureau, **Kharkiv National Automobile and Highway
University*

В классических трудах по теории ДВС полагается, что боковая сила давления поршня на цилиндр возникает только из разложения по направлениям суммарной силы (давления и инерции), действующей на массу возвратно-поступательно движущихся деталей [1, 2]. При заданной массе и частоте вращения наличие угла отклонения шатуна от оси цилиндра, согласно теории, полностью определяет величину боковой силы, воспринимаемой юбкой

поршня. Однако то, что справедливо для рабочих режимов, может не соответствовать нештатным нагрузкам, возникающим при нарушении условий эксплуатации.

Рассмотрим процесс сжатия воздуха вместе с несжимаемой жидкостью при гидроударе в цилиндре бензинового автомобильного двигателя. Из схемы (рис. 1, а) понятно, что сила давления на юбку должна быть равна

$$N = P_{\Sigma} \operatorname{tg} \beta = (P + P_j) \operatorname{tg} \beta, \quad (1)$$

где $\beta = \arcsin(\lambda \sin \varphi)$ – угол отклонения шатуна от оси цилиндра, P_{Σ} , P , P_j – суммарная сила, сила давления и инерции, действующие на поршень.

Расчет цикла с помощью программы Lotus Engine Simulation [3] для бензинового ДВС с типичными для автомобильных двигателей параметрами (диаметр цилиндра 83 мм, ход поршня 80 мм, диаметр поршневого пальца 22 мм) показывает, что на режимах малых и средних частот вращения силы давления вблизи верхней мертвой точки намного превышают силы инерции (рис. 1, б). Это позволяет упростить расчет и учитывать только силы давления.

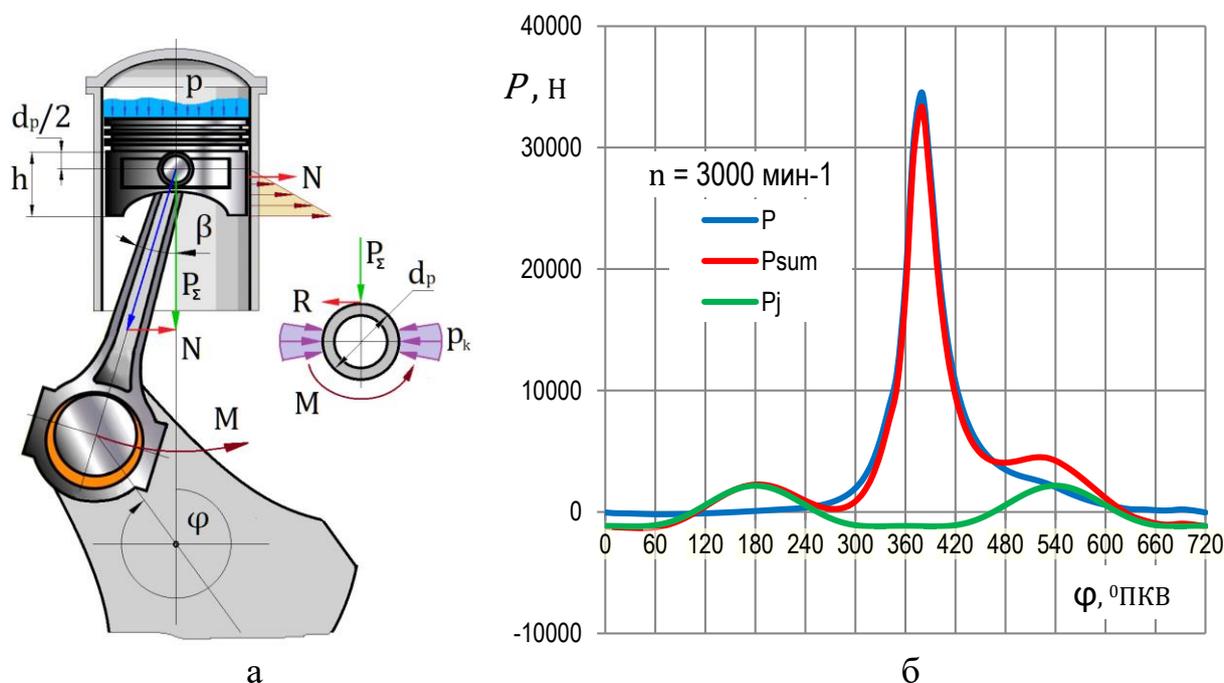


Рис. 1 – Схема шатунно-поршневой группы, показывающая силы и моменты, действующие на детали при гидроударе, (а) и типичная индикаторная диаграмма автомобильного бензинового двигателя, работающего на средних режимах, полученная с помощью программы Lotus Engine Simulation (б)

Далее необходимо воспользоваться известными данными о потере устойчивости стержнем шатуна при гидроударе. Для типичного стержня шатуна из результатов моделирования с помощью метода конечных элементов (рис. 2, а) с помощью программного комплекса ANSYS в версии Student известно [4], что потеря устойчивости наступает при удельной сжимающей силе около 700 МПа (рис. 2, б), при достижении которых осевая сила при дальнейшей деформации не растет и в рассматриваемом узком диапазоне углов поворота коленчатого вала может быть принята постоянной.

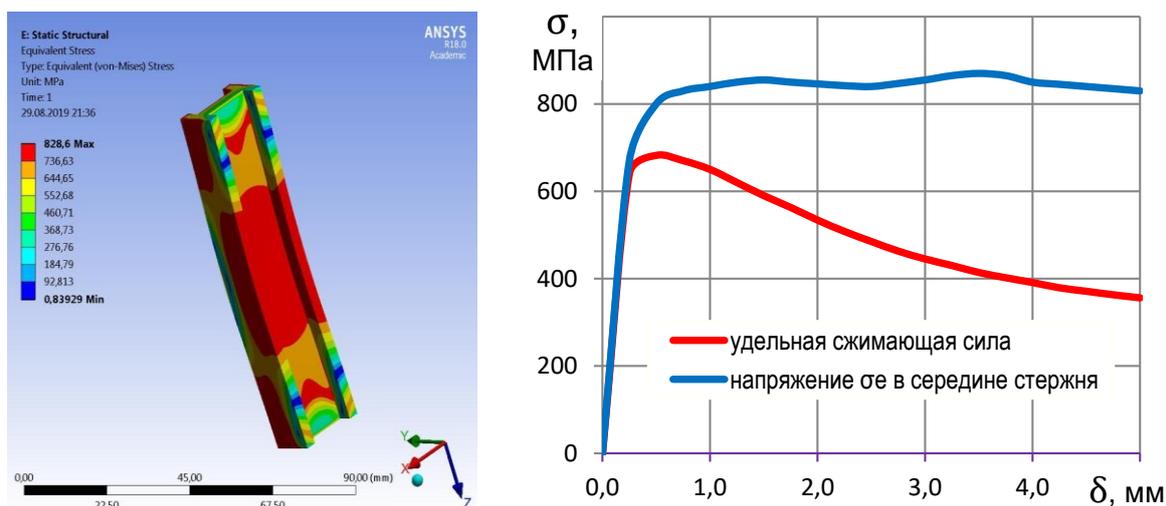


Рис. 2 – Результати моделювання втрати стійкості стержня шатуна: діаграма еквівалентних напружень по фон Мизесу (а) при осевом сжатии стержня 0,5 мм, напруження і сили при осевом сжатии стержня при гидроударе в цилиндре (б)

Площадь юбки, которая опирается на цилиндр, в рассматриваемом процессе (одна сторона юбки) в 1-м, но довольно близком приближении к реальному, можно положить равной половине площади поршня. Отсюда удельное давление юбки на цилиндр по классической теории будет пропорционально разнице давлений на поршне

$$p_N = 2(p - p_0) \cdot \operatorname{tg} \beta . \quad (2)$$

Ограничение от потери устойчивости стержня шатуна, согласно формуле (2), распространится и на удельное давление на юбку, поэтому ее величина (pN на графике рис. 3, а) будет иметь характерную «полку».

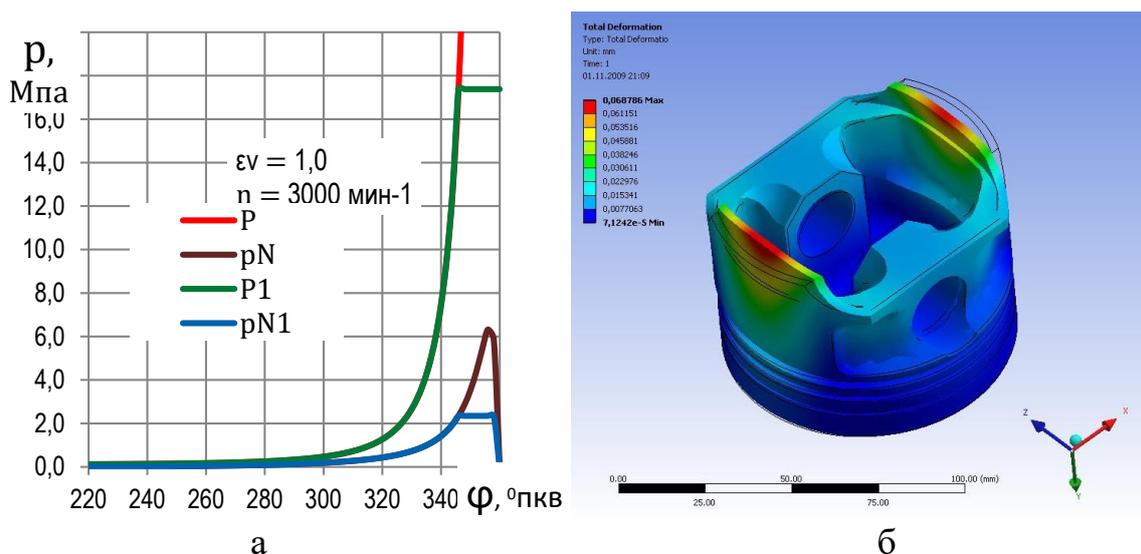


Рис. 3 – Результати расчета удельного давления на юбку поршня от боковой силы при гидроударе по классической теории (а) и результаты моделирования деформации юбки поршня от распределенной нагрузки сжатия юбки (б)

Согласно полученному результату, при гидроударе исследуемый поршень имеет боковое удельное давление на юбку близко к 2 МПа. Это значение

требует оценки, для чего с помощью программы ANSYS в версии Student исследовано напряженно-деформированное состояние типичного поршня автомобильного двигателя при такой нагрузке сжатия юбки (рис. 3, б).

В результате моделирования было получено, что ее упругая деформация равна 0,069 мм на сторону или 0,138 мм на диаметр (рис. 3, б). Однако, из опыта ремонта известно, что большинство поршней, выполненных из аналогичного сплава, получают остаточную деформацию только после того, как юбка деформировалась более чем на 0,50 мм на диаметр [5]. Если положить это значение соответствующим достижению предела текучести материала, то расчет дает критическое значение давления на юбку около 7 МПа.

Получается, что расчетное удельное давление от боковой силы в кривошипно-шатунном механизме еще далеко от критического, и даже если бы шатун смог выдержать гидроудар (кривая p на рис. 3, а), боковой силы (кривая pN) все равно не хватило бы для пластической деформации юбки.

Для ответа на вопрос, где находится «недостающая» сила, сдавливающая юбку, предложена гипотеза, согласно которой чрезмерная деформация пальца под нештатной нагрузкой, вызванной нарушением условий эксплуатации, создает в отверстии бобышек поршня значительное трение, влияющее на боковую силу, действующую на юбку поршня вблизи верхней мертвой точки.

Для получения количественных зависимостей вместо «классической» теории об отсутствии трения в сопряжении пальца рассмотрим противоположный случай – полное заклинивание пальца. Тогда шатун вблизи верхней мертвой точки будет фактически поворачиваться относительно оси верхней (поршневой) головки вместе с поршнем и деформировать его юбку.

Эту деформацию нетрудно рассчитать. Для этого следует задать угол φ_0 поворота коленчатого вала, соответствующий моменту заклинивания пальца. У большинства поршней автомобильных бензиновых двигателей верхний край юбки приблизительно соответствует верхнему краю отверстия под палец. При повороте поршня вместе с шатуном можно положить, что деформация юбки будет происходить только ниже оси отверстия под палец. Тогда для деформации нижнего края юбки можно получить приближенное соотношение

$$\delta_0 = (h - 0,5d_p) \lambda \sin \varphi_0 / \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_0}, \quad (3)$$

где d_p – диаметр поршневого пальца, h – высота юбки, φ_0 – угол поворота коленчатого вала, λ – относительная длина шатуна.

Расчет по формуле (3) для исходных данных, соответствующих распространённой размерности бензиновых двигателей ($h = 44$ мм, $d_p = 22$ мм, $\lambda = 0,333$) при значении угла φ_0 , равного 15° (что приблизительно соответствует полному заполнению камеры сгорания жидкостью [3, 4]), дает деформацию нижнего края юбки $\delta_0 = 2,85$ мм. Это означает, что если бы палец заклинивал полностью, то поршни после гидроудара были бы не только деформированы, а скорее всего, имели бы разрушенную юбку. Однако этого не наблюдается на практике [3, 4, 6]. Другими словами, предположение о полном заклинивании поршневого пальца также не соответствует реальной картине гидроудара, как и результаты расчетов по классической теории. Остается предположить, что состояние поршневого пальца находится где-то между полным заклиниванием и свободным скольжением.

Такое состояние соответствует вращению с трением. Предположительно начало действия трения на процесс приходится на момент достижения такого давления в цилиндре, которое овализирует палец до начала расpirания отверстия бобышек. Соответственно, нетрудно найти границу, за которой условия нормальной эксплуатации нарушены, и вместо классической теории без учета трения следует рассматривать работу механизма с трением [2].

После того, как за счет овализации в отверстии появится натяг Δ , момент трения M в соединении станет его функцией

$$M = 0,5kf \Delta / C, \quad (4)$$

где k – коэффициент трения (принят равным 0,15 [7]), f – площадь контакта, C – коэффициент, зависящий от соотношения внутреннего и наружного диаметров пальца $\alpha = d_0/d_p$ [8].

Удельное давление на юбку, очевидно, зависит от момента трения в сопряжении пальца

$$p_k = 4M (h - 0,5d_p) / F. \quad (5)$$

Откуда при соответствующих допущениях после преобразований можно получить формулу суммарного удельного давления на юбку поршня при гидроударе в виде

$$p_{N\Sigma} = p_N + p_k = (p - p_0) 2tg\beta + (p - p_\delta) 0,18k \frac{\pi\gamma}{EC} \left[1 - 10(\alpha - 0,4)^3 \right] \left(\frac{1+\alpha}{1-\alpha} \right)^3 / (h/d_p - 0,5), \quad (6)$$

где E – модуль упругости материала пальца, γ – коэффициент, учитывающий влияние различных факторов на характер контакта (принят равным 0,5).

На рис. 4 представлены результаты расчета удельных давлений по формуле (6) со всеми данными и условиями, указанными выше.

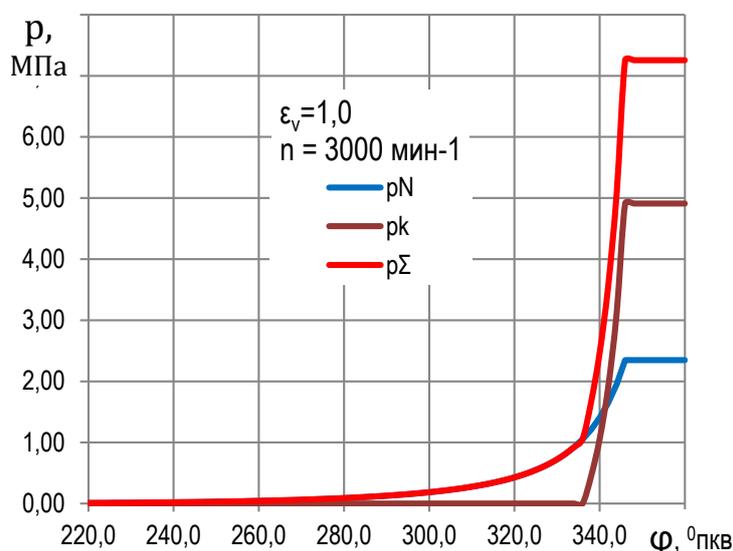


Рис. 4 – Удельные давления на юбку поршня при гидроударе: от составляющей силы давления на поршень p_N , от трения поршневого пальца p_k и суммарное p_Σ

Даже несмотря на сделанные допущения, суммарное удельное давление на юбку с учетом трения сразу получается близким к 7 МПа, то есть, к тому значению, которое для данного поршня близко к критическому, предположительно соответствующему началу пластической деформации юбки.

Таким образом, полученные данные позволяют сделать вывод о том, что помимо традиционной боковой силы, на юбку поршня при определенных условиях может действовать и дополнительная сила, вызванная трением поршневого пальца в бобышках поршня вследствие деформации под действием нештатной нагрузки от чрезмерно высокого давления в цилиндре.

Литература

1. Van Basshuysen R. and Schäfer F. (Ed.) Internal Combustion Engine Handbook: Basics, Components, Systems, and Perspectives. SAE International, Warrendale, 2004. – 811 p.
2. Чайнов, Н. Д. Конструирование и расчет поршневых двигателей / Н. Д. Чайнов, А. Н. Краснокутский, Л. Л. Мялков; под ред. Н. Д. Чайнова. – Москва: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2018. – 536 с.
3. A. Khrulev, S. Dmitriev. Study of the conrod deformation during piston interaction with liquid in the internal combustion engine cylinder. Journal of Mechanical Engineering and Sciences, 2019, Volume 14, Issue 2, pp. 6557–6569. DOI: <https://doi.org/10.15282/jmes.14.2.2020.03.0515>. (Q2 - 0,33)
4. Хрулев А. Э. Моделирование повреждения шатуна при поступлении жидкости в цилиндр ДВС / А. Э. Хрулев // Автомобіль і електроніка. Сучасні технології. – №17, 2020. – С. 5–18. DOI: 10.30977/VEIT.2226-9266.2020.17. 0.5.
5. Хрулев А. Э. Ремонт двигателей зарубежных автомобилей / А. Э. Хрулев – М.: Издательство «За Рулем», 1999. – 440с.
6. Хрулев А. Э. и др. Экспертиза технического состояния и причины неисправностей автомобильной техники / Дроздовский В. Б., Лосавио С. К., Хрулев А. Э. – М.: Издательство АБС, 2019. – 966 с.
7. Получение сравнительных триботехнических характеристик на бронзовых и силуминовых сплавах. Промежуточный отчет о НИР, тема 33/2009. ЛМЗ-ВТУЗ, 2010. – 37 с. http://www.itm.by/antifriction/itm/09_Report_Saint-Petersburg.pdf.
8. Павлецова Н. К., Дегтярев А. И., Москалев В. А., Нестеров А. А. Практикум по расчету сварных и резьбовых соединений: Учеб. пособие // Перм. нац. исслед. политехн. ун-т. – Пермь, 2014. – 65 с.

Сведения об авторах

Хрулев Александр Эдуардович – к.т.н., с.н.с., судебный эксперт Международного моторного бюро.

Сараев Алексей Викторович – д.т.н., доцент, декан Автомобильного факультета Харьковского национального автомобильно-дорожного университета.

Відомості про авторів

Хрулев Олександр Едуардович – к.т.н., с.н.с., судовий експерт Міжнародного моторного бюро.

Сараєв Олексій Вікторович – д.т.н., доцент, декан Автомобільного факультету Харківського національного автомобільно-дорожного університету.