

оказывается возможным обеспечить практически ту же массу сердцевин теплообменников, что и в полнопоточных системах при том, что температура воздуха за ОНВ при работе двигателя на номинальной мощности снижается не менее, чем до 50 °С при температуре окружающего воздуха 40 °С. Следует также отметить, что из-за понижения температур наддувочного воздуха при примерно постоянных мощностях тепловых потоков в воду и масло (на самом деле, со снижением t_s эти мощности уменьшаются) общая мощность теплового потока, отводимого новой системой охлаждения, существенно возрастает.

Выводы и перспективы последующих работ

Таким образом, применяемые полнопоточные системы охлаждения целесообразно заменить малорасходными, способными повысить значения η_o до 0,94...0,96. Такие системы могут компоноваться в машинном отделении тепловоза не хуже полнопоточных, имеют практически те же массы и габариты и могут обеспечить достаточно простое регулирование температуры наддувочного воздуха на drobных режимах и при низких температурах окружающего воздуха. Рассмотренная на рис. 3 система в настоящее время находится в стадии изготовления, за которой последуют испытания, предназначенные для оценки достоверности результатов расчетов системы. В ходе этих испытаний, помимо всего прочего, должен быть определен оптимальный закон регулирования температуры воздуха за охладителем, необходимый для разработки или подбора соответствующего регулятора. Кроме того, при эксплуатации системы в условиях низких температур окружающего воздуха возможно использование тепла

отходящих газов, для чего в системе могут использоваться дополнительные теплообменники, что потребует специальных исследований и разработок.

Список литературы:

1. Пассажирский тепловоз ТЭП70 [В.Г. Быков, Б.Н. Морозкин и др.] – М.: Транспорт, 1976. – 232 с. 2. Кейс В.М. Компактные теплообменники / В.Кейс, А. Лондон; пер. с англ. под ред. Ю.В. Петровского. – М.: «Энергия», 1967. – 224 с.: ил. 3. Куликов Ю.А. Системы охлаждения силовых установок тепловозов / Ю.А. Куликов. – М.: Машиностроение, 1988. – 280 с. 4. Мошенцев Ю.Л. Возможные тенденции развития систем охлаждения современных магистральных тепловозов / Ю.Л. Мошенцев, А.А. Гогоренко // Международный информационно-технический журнал Локомотив-информ. – Харьков. – 2011 – №7. – С.4 – 7. 5. Eastwood J.C. Liquid-Coupled Indirect-Transfer Exchanger Application to the Diesel Engine / J.C. Eastwood // Transactions of the ASME. Пер. с англ. – Т.101, №4. – 1979. – С. 25-33. 6. Nutt. Cooling System Requirements for Advanced Diesel Engines / Nutt, R.F. Poehlman // SAE Technical Paper Series. – №820984. – 1982. – 8pp. 7. Sekar R.R. Trends in Diesel Engine Charge Air Cooling / R.R. Sekar // SAE Technical Paper Series. – №820503. – 1982. – 12 pp.

Bibliography (transliterated):

1. Passazhirskij teplovoz TJeP70 [V.G. Bykov, B.N. Moroshkin i dr.] – M.: Transport, 1976. – 232 s. 2. Kejs V.M. Kompaktnye teploobmenniki / V.Kejs, A. London; per. s angl. pod red. Ju.V. Petrovskogo. – M.: «Jenergija», 1967. – 224 s.: il. 3. Kulikov Ju.A. Sistemy ohlazhdenija silovyh ustanovok teplovozov / Ju.A. Kulikov. – M.: Mashi-nostroenie, 1988. – 280 s. 4. Moshencev Ju.L. Vozmozhnye tendencii raz-vitija sistem ohlazhdenija sovremennyh magist-ral'nyh teplovozov / Ju.L. Moshencev, A.A. Gogoren-ko // Mezhdunarodnyj informacionno-tehnicheskij zhurnal Lokomotiv-inform. – Har'kov. – 2011 – №7. – S.4 – 7. 5. Eastwood J.C. Liquid-Coupled Indirect-Transfer Exchanger Application to the Diesel Engine / J.C. Eastwood // Transactions of the ASME. Per. s angl. – T.101, №4. – 1979. – S. 25-33. 6. Nutt. Cooling System Requirements for Ad-vanced Diesel Engines / Nutt, R.F. Poehlman // SAE Technical Paper Series. – №820984. – 1982. – 8pp. 7. Sekar R.R. Trends in Diesel Engine Charge Air Cooling / R.R. Sekar // SAE Technical Paper Series. – №820503. – 1982. – 12 pp.

УДК 621.824.32 : 621.822.001.24

К.Ю. Тарсіс, канд. техн. наук, Ю.Л. Тарсіс, канд. техн. наук

КВАЗІСТАТИЧНА ТА ДИНАМІЧНА МІЦНІСТЬ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛА

Вступ

Історично склалося так, що для оцінки міцності колінчастих валів двигунів внутрішнього згоряння використовувалися два незалежних підходи – квазістатичний та динамічний. Перший підхід враховував тільки сили інерції невраїнованих мас, незважаючи на коливання, що виникають при роботі двигуна. Однак у рамках квазістатичного

підходу послідовно підвищувалась адекватність математичних моделей колінчастого вала, що дозволило врахувати найбільш істотні фактори, які впливають на параметри його міцності. До цих факторів відносяться статична невизначеність, пружна піддатливість та неспіввісність опор і, нарешті, зазори у гідродинамічних корінних підшипниках ковзання.

Другий підхід, що спочатку переслідував мету позбавлення резонансних режимів при крутильних коливаннях, а також підбір демпферів і антивібраторів для гасіння небезпечних коливань, зрештою привів до необхідності розгляду зв'язаних подовжно-згинально-крутильних коливань на базі більш адекватних динамічних моделей.

У даній роботі на першому етапі досліджується у квазістатичній постановці міцність колінчастого вала 8-ми циліндрового V- подібного дизеля 8ЧН16.5/17, що встановлюється на промисловий трактор. На другому етапі порівнюються результати квазістатичних розрахунків вала на жорстких та

пружних опорах, які отримані за допомогою двох математичних моделей – квазістатичної та динамічної. Це, по-перше, дає змогу довести адекватність динамічної моделі, а по-друге, дати оцінку впливу коливань на міцність вала. На третьому етапі безпосередньо оцінюється вплив вимушених коливань на міцність колінчастого вала та досліджуються причини значних розбіжностей результатів розрахунків в окремих елементах колінчастого вала.

Методика досліджень

Дослідження проводились за допомогою пакету прикладних програм, структурна схема якого наведена на рис. 1.

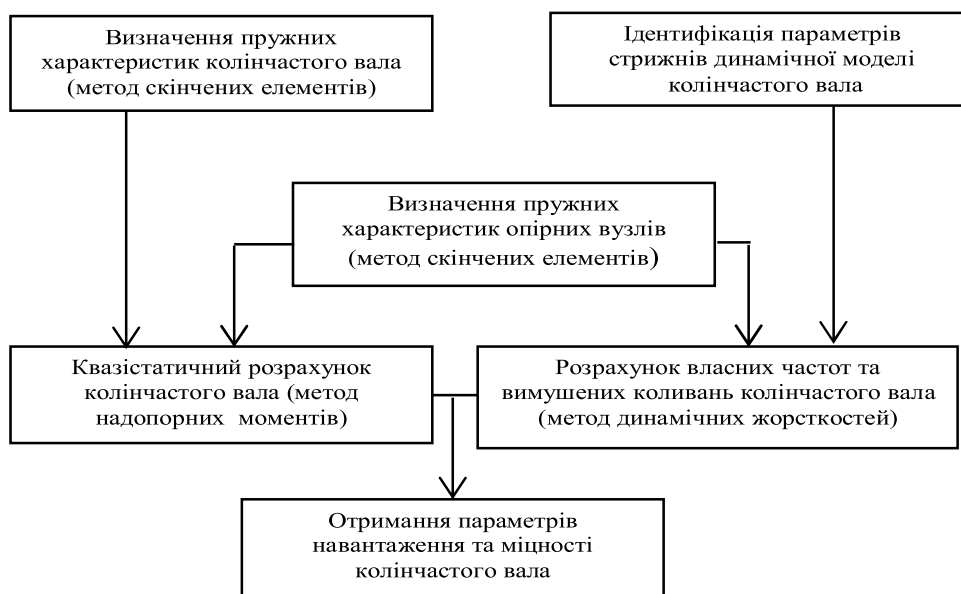


Рис. 1. Структурна схема пакету програм

При побудові квазістатичної моделі [1] колінчастий вал моделюється просторовою статично невизначеною рамною конструкцією на пружних опорах. Пружні характеристики вала визначаються методом скінчених елементів (МСЕ) у тривимірній постановці, а податливість опорних вузлів – тим же методом у двовимірній постановці на основі розгляду поперечних стійок блоку двигуна. Розрахунок здійснюється методом надопорних моментів у матричній формі. При цьому враховуються сили тиску газів та сили інерції невірноважених елементів вала та кривошипно-шатунного механізму. У рамках квазістатичного підходу можливо розглянути різні розрахункові схеми від розрізної до нерозрізної, в якій опори вала можуть бути жорсткі, пружні, співвісні і не співвісні, та, нарешті, можуть моделюватись у вигляді гідродинамічних підшипників

ків ковзання. В останньому випадку здійснюється сумісний розрахунок вала та корінних підшипників.

Динамічна модель дозволяє провести розрахунки власних частот та вимушених зв'язаних коливань колінчастого вала на ізотропно-пружних опорах на основі методу динамічних жорсткостей [2]. При цьому підході колінчастий вал моделюється просторовою стрижневою системою з урахуванням дискретних тіл у вузлах моделі. Кожен зі стрижнів має розподілені інерційні параметри і дискретні параметри жорсткості та має на кінцях вузли із 6-ма ступенями вільності у кожному. Параметри жорсткості не можуть бути визначені на основі креслень. Тому ці параметри визначаються шляхом спеціального алгоритму їх ідентифікації. Цей алгоритм базується на результатах, які отри-

мані при визначенні пружних характеристик вала методом скінчених елементів [3]. Таким чином, динамічна модель вала стає більш адекватною реальній та, крім цього, з'являється можливість порівняння результатів квазістатичного і динамічного підходів.

У рамках обох підходів результати розрахунків включають повну картину розподілу внутрішніх зусиль у елементах моделі та запаси міцності на втомлюваність в небезпечних перерізах, які враховують нормальні та дотичні напруження. Вихідні дані мають однаковий вигляд незалежно від використаного методу, що дозволяє порівнювати результати розрахунків. Адекватність динамічної моделі може бути доведена шляхом проведення відповідного квазістатичного розрахунку та порівняння результатів, які отримані на основі використання обох моделей. Для проведення квазістатичного розрахунку у рамках динамічної моделі матриці динамічної жорсткості перетворюються у матриці статичної жорсткості шляхом граничного переходу при частоті, що дорівнює нулю. Таким чином, при утриманні достатньої кількості членів розкладання діючого навантаження у ряди Фур'є, можна порівнювати відповідні вихідні дані.

Результати досліджень.

На першому етапі у рамках квазістатичної моделі виконані наступні розрахунки: автономний розрахунок вала на жорстких опорах (розрахунок 1); автономний розрахунок вала на пружних опорах з податливістю опор, неоднаковою в двох напрямках (розрахунок 2); сумісний розрахунок вала та гідродинамічних корінних підшипників ковзання (розрахунок 3); розрахунок з використанням розрізної схеми (розрахунок 4). Результати у вигляді запасів міцності на втомлюваність у небезпечних перерізах – галтелях переходу шатунних шийок у щоки у площині колін, наведені на рис. 2 (для зручності значення запасів з'єднані рисками).

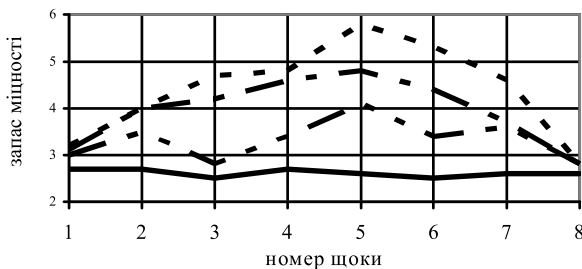


Рис. 2. Запаси міцності для розрахунків 1-го етапу;

розрахунки: 1 – ---, 2 – ---,
3 – ---, 4 – —

Коефіцієнти запасів міцності при використанні обох розрахункових схем обчислювались за формулами:

$$n = K_r \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}; n_\sigma = \frac{\sigma_{-1} K_{d\sigma} K_{v\sigma}}{K_\sigma K_{\phi\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m};$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1} K_{d\tau} K_{v\tau}}{K_\tau K_{\phi\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m};$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}; \tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2};$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}; \tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2};$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\text{згин},y}^{\max}}{W_y}; \tau_{\max} = \frac{M_{\text{кр}}^{\max}}{W_\rho};$$

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{\text{згин},y}^{\min}}{W_y}; \tau_{\min} = \frac{M_{\text{кр}}^{\min}}{W_\rho};$$

де n, n_σ, n_τ – коефіцієнти запасів міцності: n – загальний, n_σ – по нормальним напруженням, n_τ – по дотичним напруженням; $M_{\text{згин},y}^{\max}, M_{\text{згин},y}^{\min}, M_{\text{кр}}^{\max}, M_{\text{кр}}^{\min}$ – найбільші та найменші значення згинальних та крутячих моментів в небезпечних перерізах за цикл роботи двигуна; W_y, W_ρ – осевий та полярний моменти інерції перерізу; $\sigma_{\max}, \sigma_{\min}, \tau_{\max}, \tau_{\min}$ – найбільші та найменші значення номінальних нормальних та дотичних напружень у небезпечних перерізах колінчастого вала за цикл роботи двигуна; $\sigma_a, \sigma_m, \tau_a, \tau_m$ – амплітудні та середні значення нормальних та дотичних напружень.

Інші коефіцієнти, відповідно з вимогами до розрахунків на втомлюваність, враховують конструктивні особливості небезпечної зони.

Порівняння результатів 1-го та 2-го розрахунків свідчить про вплив врахування пружності опор, а 1-го та 3-го – про вплив пружності опор та зазорів у корінних підшипниках ковзання на розподілення внутрішніх зусиль по довжині вала. Що стосується результатів 4-го розрахунку, то в цьому випадку вал має найнижчі значення запасів міцності. Цей факт, на перший погляд, дає змогу при проектуванні забезпечити необхідну міцність вала з досить значним запасом. Однак, в останньому випадку розрахункова схема ніяк не враховує статичну невизначеність конструкції та, у принципі, не дає змоги урахувати вплив на міцність вала конструкційних та експлуатаційних факторів, який у окремих випадках може бути достатньо суттєвим. Крім

того, розрізна схема не дозволяє визначити розподіл внутрішніх та зовнішніх (що діють на підшипники) зусиль по довжині вала.

Другий етап досліджень присвячено перевірці адекватності динамічної моделі колінчастого вала та обґрунтуванню основних параметрів динамічної моделі, на базі яких проведені розрахунки вільних та вимушених коливань. З цією метою виконані наступні квазістатичні розрахунки. На основі квазістатичної моделі виконано додатково автономний розрахунок на пружних опорах з податливістю опор однаковою (усередненою) в обох напрямках (розрахунок 5), що дозволяє коректно порівняти результати, які отримані за допомогою обох моделей (зазначимо, що у рамках динамічної моделі опори ізотропно-пружні). На основі динамічної моделі виконано два квазістатичних розрахунки на жорстких (розрахунок 6) та на ізотропно-пружних (розрахунок 7) опорах. Усі діючі сили (включаючи постійні) розкладаються у ряди Фур'є за формулою:

$$f_i(\alpha) = A_{i0} + a_{i1} \sin\left(\frac{2\pi}{T} \alpha\right) + b_{i1} \cos\left(\frac{2\pi}{T} \alpha\right) + \dots + a_{ik} \sin\left(\frac{2\pi k}{T} \alpha\right) + b_{ik} \cos\left(\frac{2\pi k}{T} \alpha\right) + \dots + a_{in} \sin\left(\frac{2\pi n}{T} \alpha\right) + b_{in} \cos\left(\frac{2\pi n}{T} \alpha\right)$$

де i – номер відповідного стовпця у матриці сил; A_{i0}, a_{ik}, b_{ik} – коефіцієнти ряду Фур'є ($k = 1, \dots, n$); n – кількість членів ряду, прийнятих для розрахунків. Розрахунки проведені для номінальної швидкості обертання вала 193,63 рад/с (1850 обертів на хвилину). Значення кругової частоти для кожного члена ряду обчислювалася за формулою:

$$\frac{2\pi k}{T} = 96,82 \cdot k. \text{ Оскільки у квазістатичному розра-}$$

хунок діючі сили задавалися для 49 положень колінчастого вала з рівномірним шагом по куту повороту, значення α приймалися відповідними номеру стовпця у матриці сил. На цьому етапі у рядах Фур'є утримувалось 24 члена, враховуючи нульовий. Аналіз розподілення внутрішніх силових факторів в обох моделях показав їх достатній збіг по всій довжині вала. Порівняння результатів співвідносних розрахунків по запасам міцності наведено на рис. 3. Отримані результати свідчать про достатньо високу ступінь адекватності обох моделей та можливість порівняння у подальшому квазістатичних та динамічних розрахунків.

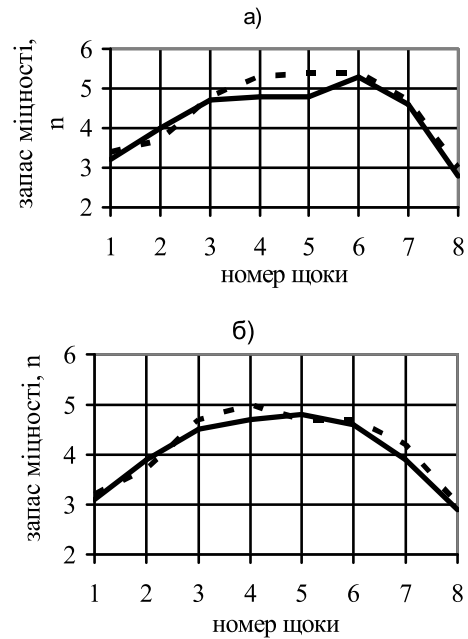


Рис. 3. Запаси міцності для розрахунків 2-го етапу;
розрахунки: а – ——— 1, - - - - 6,
б – ——— 5, - - - - 7

На третьому етапі виконані розрахунки на основі динамічної моделі.

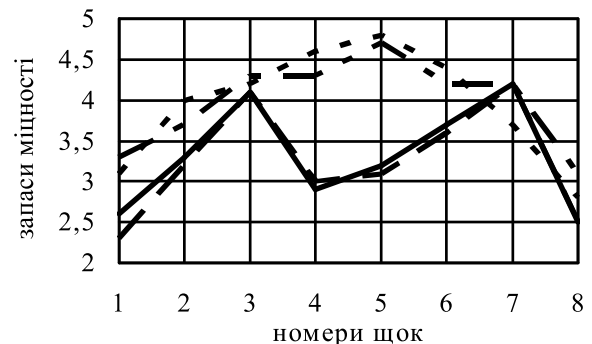


Рис. 4. Запаси міцності для розрахунків 3-го етапу;

розрахунки: - - - - квазістатика, - - - 10 гармонік, ——— 12 гармонік, - · - · 14 гармонік

Спочатку здійснено розрахунок власних частот у робочому діапазоні, який виявив наявність найменшої власної частоти, що складає 2045.27 рад/с. Цей результат приблизно відповідає 10.5 гармоніці збудження (21-му члену ряду), яка дорівнює частоті 2033.22 рад/с. Таким чином, виявилось, що на заданому інтервалі частот збудження має місце майже резонансний режим. Розрахунки зв'язаних вимушених коливань були проведені для

10, 12 і 14 прийнятих гармонік збудження. На рис.4 наведені запаси міцності для цих випадків і квазіс-

татичного розрахунку.

Таблиця. Запаси міцності у небезпечних перерізах

переріз	1	2	3	4	5	6	7	8
n	2,6	3,3	4,1	2,9	3,2	3,7	4,2	2,5
n_{σ}	2,6	3,6	4,8	3,2	3,5	4,2	4,4	2,6
n_{τ}	15,1		7,8		7,4		13,1	

Отримані результати свідчать про те, що при утриманні 10-ти гармонік збудження запаси міцності при квазістатичному та динамічному розрахунках майже не відрізняються. При утриманні 12-ти та 14 гармонік збудження результати між ними також мало відрізняються. Однак останні суттєво відрізняються від попередніх, особливо для перерізів 4-ї, 5-ї та 6-ї щок. Оскільки запаси міцності складаються з запасів по нормальним (від згину) та дотичним (від кручення) напруженням, можна проаналізувати вклад цих напружень у загальні запаси міцності. Такі дані наведені у таблиці, з якої видно, що основний вклад у значне зниження загальних запасів міцності дають нормальні напруження від згину.

На рис. 5 показані згинальні моменти у небезпечному перерізі 4-ї щок за цикл роботи двигуна, а на рис. 6 – амплітуди згинальних моментів у перерізі 4-ї щок від складових гармонік збудження (окремо за законами косинуса та синуса) з урахуванням 12 гармонік.

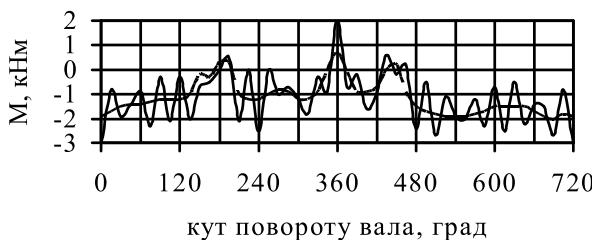


Рис. 5. Згинальні моменти в перерізі 4-ї щок;

- - - квазістатика, — динаміка

Порівняння наведених результатів з даними квазістатичного розрахунку показали, що розходження пов'язані саме з наявністю резонансу. Так, при утриманні 10 гармонік збудження, тобто без резонуючої гармоніки, результати квазістатичного та динамічного розрахунків відрізняються незначно, а при утриманні 12 і 14 гармонік – суттєво. Цей факт ілюструється наявністю значного відхилення динамічної амплітуди згинального моменту від

статичної саме для 21-го члену ряду (див. рис. 6 а). Слід зауважити, що дійсні значення амплітуд коливань повинні бути нижче наведених, тому що при дослідженнях не враховувалось демпфірування, яке впливає на їх амплітуди, особливо у зоні резонансу.

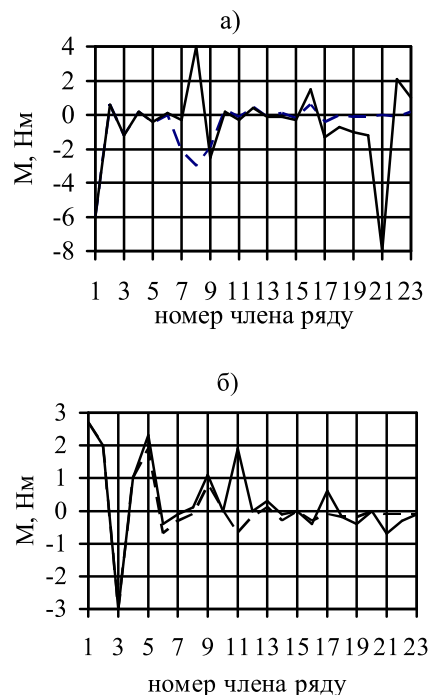


Рис. 6. Амплітуди згинальних моментів в перерізі 4-ї щок;

а) за законом косинуса, б) за законом синуса;

- - - квазістатика, — динаміка

Висновки

1. Квазістатичний підхід у разі відсутності резонансних режимів дає цілком прийнятні результати, а його застосування протягом багатьох років достатньо обґрунтовано. У рамках квазістатичного підходу можна проводити дослідження впливу на міцність колінчастого вала таких суттєвих факторів як статична невизначеність, пружність і неспіввідношеність опор, у тому числі зазори в гідродинамічних підшипниках ковзання.

2. Динамічний підхід дозволяє виявити небезпечні коливання та встановити їх причину на основі адекватної математичної моделі, яка достатньо співвідносна квазістатичній.

3. Спільне використання обох розглянутих підходів дозволяє, практично з єдиних позицій, здійснювати комплексну оцінку міцності колінчастих валів на основі досить адекватних математичних моделей, які можуть порівнюватися, а, отже, істотно підвищити як можливості, так і вірогідність розрахункових досліджень.

Список літератури:

1. Захаров С.М. Совместный расчет многоопорного коленчатого вала и подшипников скольжения/ С.М. Захаров, Ю.Л. Тарсис, Е.А. Шорох // Вестник машиностроения: – 1985, – №1. – С. 5-7. 2. Тарсис Ю.Л. Расчет вынужденных связанных колебаний коленчатого вала ДВС / Ю.Л. Тарсис // Динамика и прочность машин. – Харьков, 1997. – Вып. 55. – С. 126-134. 3. Тарсис Ю.Л. Идентификация параметров дискретной модели коленчатого вала при динамических расчетах / Ю.Л. Тарсис, Е.Ю. Тарсис // Материалы 11-й Международной научно-технической конференции “Физические и компьютерные технологии”. – Харьков, 2005. – С. 279-284.

ния: – 1985, – №1. – С. 5-7. 2. Тарсис Ю.Л. Расчет вынужденных связанных колебаний коленчатого вала ДВС / Ю.Л. Тарсис // Динамика и прочность машин. – Харьков, 1997. – Вып. 55. – С. 126-134. 3. Тарсис Ю.Л. Идентификация параметров дискретной модели коленчатого вала при динамических расчетах / Ю.Л. Тарсис, Е.Ю. Тарсис // Материалы 11-й Международной научно-технической конференции “Физические и компьютерные технологии”. – Харьков, 2005. – С. 279-284.

Bibliography (transliterated):

1. Zaharov S.M. Sovmestnyj raschet mnogoopornogo kolenчатого вала и подшипников скольжения/ S.M. Zaharov, Ju.L. Tarsis, E.A. Shoroh // Vestnik mashinostroenija: – 1985, – №1. – S. 5-7. 2. Tarsis Ju.L. Raschet vynuzhdennyh svjazannyh kolebanij kolenчатого вала DVS / Ju.L. Tarsis // Dinamika i prochnost' ma-shin. – Har'kov, 1997. – Vyp. 55. – S. 126-134. 3. Tarsis Ju.L. Identifikacija parametrov diskretnoj mo-delj kolenчатого вала pri dinamicheskikh raschetah / Ju.L. Taksis, E.Ju. Tarsis // Materiali 11-j Mezhdunarodnoj nauchno-tehnicheskoy konferencii “Fizicheskie i komp'juternye tehnologii”. – Har'kov, 2005. – S. 279-284.

УДК 621.436: 539.3: 621.74

В.И. Алёхин, инж., А.В. Белогуб, канд. техн. наук, О.В. Акимов, д-р техн. наук

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РАЗМЕРОВ ЛИТЕЙНЫХ ДЕФЕКТОВ НА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ПОРШНЯ

Исследование влияния размеров литейных дефектов, возникающих при изготовлении поршней, является важной частью при оценке детали на усталостную прочность. При производстве литых деталей поршней для двигателей с принудительным воспламенением, в технических требованиях существующей конструкторской документации, не допускаются дефекты усадочного характера. Однако, в литературных источниках в полной мере не описано влияние литейных дефектов на прочностные характеристики поршня. В предыдущих публикациях, посвященных исследованию влияния литейных дефектов на усталостную прочность поршней с принудительным воспламенением, для оценки влияния размеров дефектов на НДС поршня при термомеханическом нагружении, был проведен численный эксперимент с использованием результатов моделирования в ANSYS [1]. Обработка величин напряжений, возникающих в местах дислокации литейных дефектов, выполнена с помощью метода наименьших квадратов. Значения расчетных напряжений, полученных в результате моделирования термомеханического нагружения порш-

ня, для каждого шага эксперимента представлены на рис. 1.

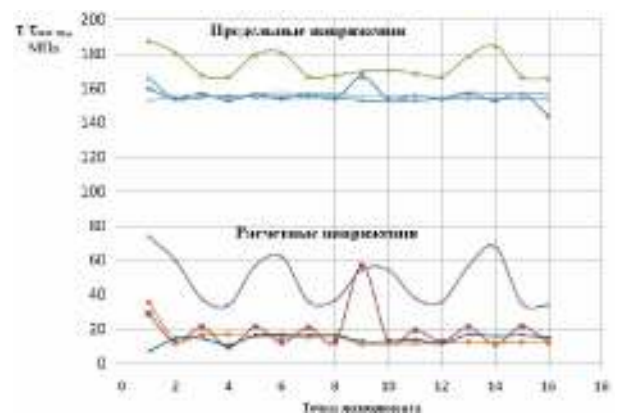


Рис. 1. Значения расчетных напряжений и предельных напряжений для каждого шага эксперимента

Для нахождения зависимости значений полей напряжений от «натуральных» размеров дефектов использовался метод гребневого анализа математических моделей. Определение «натуральных» размеров дефектов осуществлялось в зависимости от «номинальных» размеров в исследуемых преде-